

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Gustavo Myrria Neto

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE  
CONTROLE DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES**

Florianópolis

2011



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE  
VÁLVULAS DE COMPRESSORES

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

GUSTAVO MYRRIA NETO

Florianópolis, Fevereiro de 2011

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária  
da  
Universidade Federal de Santa Catarina

M998d Myrria Neto, Gustavo

Desenvolvimento de um sistema de controle de válvulas de compressores [dissertação] / Gustavo Myrria Neto ; orientador, Arcanjo Lenzi. - Florianópolis, SC, 2011.

157 p.: graf., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Compressores herméticos - Válvulas. 3. Controle de ruído. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE  
VÁLVULAS DE COMPRESSORES

GUSTAVO MYRRIA NETO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de  
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
sendo aprovada em sua forma final.

---

Arcanjo Lenzi, Ph.D. – Orientador

---

Andrey da Silva, Ph.D. – Co-Orientador

---

Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. – Coordenador do Curso

**BANCA EXAMINADORA**

---

Roberto Jordan, Dr. – Presidente

---

Cesar J. Deschamps, Ph.D.

---

Edson Roberto De Pieri, Dr.



Dedico este trabalho aos meus pais, Carlos e Olindina e às minhas irmãs Diana e Sahra.





## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela vida que dia após dia Ele concede.

Agradeço à minha família que me ajudou a chegar até aqui.

Agradeço ainda ao professor Arcanjo, pelas preciosas orientações ao longo do trabalho. Ao professor Andrey, pelo tempo dispensado e pelos ensinamentos concedidos.

Aos amigos do LVA, pelas conversas e pelos conhecimentos compartilhados.

Agradeço também aos irmãos da Segunda Igreja Batista da Ilha, por me receberem como um membro da sua família.

Gostaria de lembrar dos amigos do PROFICLAN: Carlos, Andrei, Walter, Moisés e Rodrigo.

Agradeço ao povo do meu estado, Amazonas, que através da FAPEAM acreditou e investiu em meu desenvolvimento intelectual. Agradeço ainda à EMBRACO por todo auxílio prestado ao longo deste trabalho.



*E Jesus lhes disse: Eu sou o pão da vida;  
aquele que vem a mim não terá fome, e  
quem crê em mim nunca terá sede. (João  
6:35)*



## RESUMO

Nos últimos anos com o crescimento das grandes cidades observa-se a tendência de pessoas morando em lugares cada vez menores. Nessas situações, o ruído gerado por refrigeradores domésticos passa a exercer maior impacto sobre o conforto e mesmo sobre a saúde dos indivíduos. Posto isto, o objetivo deste trabalho é avaliar o potencial da modificação do movimento de abertura da válvula de sucção a fim de reduzir o nível de ruído de um compressor hermético usado em sistemas de refrigeração doméstica. A pulsação do fluido na câmara de sucção, a qual está diretamente relacionada ao movimento da válvula de sucção, excita a cavidade e esta excita a carcaça, a qual irradia ondas sonoras para o ambiente externo. Assim, a estratégia deste trabalho é modificar o movimento de abertura da válvula de sucção com o intuito de alterar a pulsação na câmara de sucção e reduzir o nível de ruído proveniente deste caminho. Para atingir estes objetivos, o compressor é simulado utilizando o programa de simulação RECIP. Diferentes movimentos são impostos sobre a abertura da válvula de sucção. Num passo seguinte é desenvolvido um sistema de controle para geração destes movimentos. Ao fim, os resultados da simulação do compressor considerando o sistema de controle do movimento da válvula de sucção são obtidos e avaliados. Atenuações da ordem de 10 dB foram observadas na pressão na câmara de sucção e na pressão externa com a utilização de curvas modificadas sobre o movimento da válvula de sucção.

**Palavras-chave:** Válvula de sucção. Compressor hermético. Controle de ruído.



## ABSTRACT

In the recent years with the growth of cities is observed a tendency of people living in smaller places. In these situations the noise generated by household appliances has acquired greater impact on comfort and even the health of an individual. The main goal of this work is to evaluate the potential of modification of suction's valve movement in order to reduce the noise level of a hermetic compressor used in domestic refrigeration systems. The pressure pulsation in the suction chamber, which is directly related to the movement of suction valve, excites the cavity which excites the shell and this radiates sound waves to external environment. Thus the strategy of this work is to modify the opening movement of the suction valve in order to change the pressure pulsation in the suction chamber and reduce the noise level associated to this transmission path. To achieve the aforementioned goals, a hermetic compressor is simulated using the program RECIP. Different movements are imposed on the opening of the suction valve. The next step is to develop a control system for this movement. At the end, the results of the simulation of compressor with the system control of the suction valve movement are obtained and evaluated. It is observed attenuations of the order of 10 dB in the pulsation in suction chamber and in the irradiated sound pressure level with the use of modified movement of suction valve.

**Keywords:** Suction Valve. Compressor. Noise Control.





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Vistas em corte de um compressor alternativo. Fonte: (SILVA, 2004).	30
Figura 2	Desenho de válvula de sucção utilizada em compressor comercial de refrigeração doméstica.	31
Figura 3	Abertura normal da válvula utilizada em compressores de refrigeração doméstica. Setas indicando as oscilações indesejadas nesta abertura.	35
Figura 4	Esquema mostrando os volumes de controle aplicados na simulação do compressor. Fonte: (KREMER, 2006)	37
Figura 5	Modelo 1D da válvula de sucção utilizado no RECIP...	39
Figura 6	Diagrama do caminho de propagação considerado na obtenção da pressão externa.	42
Figura 7	Função de transferência que considera como entrada a pressão na câmara de sucção e saída a pressão sonora em um ponto fora do compressor.	43
Figura 8	Curva utilizada na análise da influência do instante de abertura $T_{ab}$ , instante de fechamento $T_{fe}$ e amplitude de abertura $AMP$ .	45
Figura 9	Curvas impostas na análise de sensibilidade.	46
Figura 9	Curvas impostas na análise de sensibilidade (Cont.)...	47
Figura 10	Resultados de $COP$ obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros $T_{ab}$ , $T_{fe}$ e $AMP$ .	48
Figura 10	Resultados de $COP$ obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros $T_{ab}$ , $T_{fe}$ e $AMP$ (Cont.)...	49
Figura 11	Resultados de $RG$ obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros $T_{ab}$ , $T_{fe}$ e $AMP$ .	50
Figura 11	Resultados de $RG$ obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros $T_{ab}$ , $T_{fe}$ e $AMP$ (Cont.)...	51
Figura 12	Movimentos prescritos sobre a válvula de sucção em comparação com a abertura normal do compressor.	52
Figura 12	Movimentos prescritos sobre a válvula de sucção em comparação com a abertura normal do compressor (Cont.)...	53
Figura 13	Pressões na câmara de sucção obtidas utilizando os movimentos prescritos válvula de sucção.	56

Figura 13 Pressões na câmara de sucção obtidas utilizando os movimentos prescritos válvula de sucção (Cont.).....	57
Figura 14 Espectro das pressões na câmara de sucção obtidas utilizando os movimentos prescritos sobre a válvula de sucção. ....	58
Figura 15 Fluxo de massa através do válvula de sucção obtidos para os movimentos prescritos e para a abertura normal. ....	61
Figura 16 Força de atuação necessária para gerar os movimentos prescritos.....	64
Figura 16 Força de atuação necessária para gerar os movimentos prescritos (Cont.).....	65
Figura 17 Espectro da pressão sonora fora do compressor.....	66
Figura 17 Espectro da pressão sonora fora do compressor (Cont.).	67
Figura 18 Resultado de pressão sonora fora do compressor em banda larga utilizando filtro de um terço de oitava.....	70
Figura 19 Resultado da eficiência <i>COP</i> para cada movimento prescrito sobre a válvula de sucção.....	71
Figura 20 Curva mostrando os parâmetros utilizados na geração da curva otimizada. ....	76
Figura 21 Fluxo da adotado para a otimização. Os blocos em azul são os processos realizados no modeFRONTIER <sup>®</sup> . Em vermelho no RECIPI e em verde, no MATLAB <sup>®</sup> .....	77
Figura 22 Algoritmo da otimização gerado no modeFRONTIER <sup>®</sup> .	79
Figura 23 Resultados da análise de otimização realizada. ....	80
Figura 23 Resultados da análise de otimização realizada (Cont.)..	81
Figura 24 Curva obtida na análise de otimização. ....	81
Figura 25 Resultados da simulação considerando abertura da válvula de sucção segundo curva obtida através da otimização. ....	82
Figura 25 Resultados da simulação considerando abertura da válvula de sucção segundo curva obtida através da otimização (Cont.). ...	83
Figura 25 Resultados da simulação considerando abertura da válvula de sucção segundo curva obtida através da otimização (Cont.). ...	84
Figura 26 Modelo esquemático do efeito Hall. (a) Sem fluxo magnético; (b) com fluxo magnético cruzando perpendicularmente de cima para baixo e (c) com fluxo magnético de baixo para cima. ....	90
Figura 27 Aplicação de um sensor de efeito Hall para medição de distância. (a) Objeto movimentando-se perpendicularmente ao sensor. (b) Curva da variação do fluxo magnético com a distância.	

Fonte: (MELEXIS, 2006).	91
Figura 28 Esquema do efeito de memória de forma no alongamento.	94
Figura 29 Comportamento da liga de memória de forma. (a) Efeito de memória de forma; (b) superelasticidade. Fonte: (HUANG, 1998)	95
Figura 30 Solenóide típico.	96
Figura 31 Campo magnético gerado por um condutor de corrente.	97
Figura 32 (a) Quando não há corrente presente no fio, todos os ponteiros das bússolas apontam para mesma direção. (b) Quando há corrente elétrica, os ponteiros das bússolas apontam para a direção tangente ao círculo, a qual é a direção do campo magnético criado pela corrente. . .	97
Figura 33 Campo magnético induzido por uma solenóide (bobina).	98
Figura 34 Diagramas apresentado conceitos de processo, sistema de controle a malha aberta e a malha fechada.	101
Figura 35 Representação em diagrama de blocos de um sistema em espaço de estados.	104
Figura 36 Representação em diagrama de blocos de um sistema com realimentação de estados.	107
Figura 37 Sistema de controle realimentado por estado observado	109
Figura 38 Sistema de controle com controlador-observador no ramo de realimentação. . . . .	111
Figura 39 Esquema mostrando a função de transferência da válvula de sucção.	114
Figura 40 Resposta ao degrau unitário da função de transferência do modelo 1D da válvula de sucção ( $G_v$ ).	114
Figura 41 (a) Exemplo de um típico solenóide e (b) circuito RL correspondente. . . . .	116
Figura 42 Diagrama mostrando o entreferro ( $w$ ) e a variação de posição da válvula ( $h$ ).	118
Figura 43 Resposta do sistema em malha aberta válvula-atuador ao degrau unitário na entrada. . . . .	123
Figura 44 Comparação da resposta do sistema controlado por alocação de pólos com o sistema não-controlado.	126
Figura 45 Comparação da resposta do sistema com controle LQR com o sistema não-controlado.	128
Figura 46 Comparação entre o sistema com variáveis de estado conhecidas e sistema estimando-as através do observador de estados.	130
Figura 46 Comparação entre o sistema com variáveis de estado conhecidas e sistema estimando-as através do observador de estados	

(Cont.).....	131
Figura 47 Diagrama apresentado a válvula de sucção controlada utilizada, entrada do sistema ( $r$ ), saída ( $h$ ) e as informações do funcionamento do atuador.....	133
Figura 48 Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle.....	136
Figura 48 Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle (Cont.).....	138
Figura 49 Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle.....	139
Figura 49 Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle (Cont.).....	140
Figura 50 Potência elétrica obtida para as curvas aplicadas na simulação.....	141
Figura 51 Comparação do resultado obtido de pressão na câmara de sucção. (a) Domínio do tempo e (b) Domínio da frequência....	143
Figura 52 Fluxo de massa do fluido refrigerante da câmara de sucção para dentro do cilindro.....	144
Figura 53 Atenuação no NPS da pressão da câmara de sucção obtido para as curvas de abertura da válvula de sucção modificadas em relação à abertura normal.....	144
Figura 54 Resultados de NPS fora do compressor.....	146
Figura 55 Comparação dos resultados de $COP$ obtidos após a simulação.....	148
Figura 56 Comparação dos resultados de $COP^*$ obtidos após a simulação.....	148

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Intervalos considerados nas análises de sensibilidade....	44
Tabela 2	Movimentos prescritos sobre a válvula de sucção. ....	51
Tabela 3	Ângulo do manivela correspondente à abertura e fechamento da válvula de sucção nos movimentos prescritos.....	53
Tabela 4	Funções utilizadas na construção dos movimentos prescritos sobre a abertura da válvula de sucção. ....	54
Tabela 5	Parâmetros utilizados na construção dos movimentos prescritos.....	55
Tabela 6	Resultados de nível de pressão sonora no ponto fora do compressor obtidos para diferentes movimentos de abertura da válvula de sucção. A coluna Variação refere-se à diferença entre o NPS da abertura normal e o NPS da abertura modificada.....	69
Tabela 7	Parâmetros utilizados na análise de otimização.....	75
Tabela 8	Parâmetros utilizados no modeFRONTIER <sup>®</sup> na análise de otimização.....	75
Tabela 9	Comparação entre os níveis de pressão sonora da abertura normal e da curva otimizada.....	78
Tabela 10	Sensores de posição e suas características. Fonte: (BISHOP, 2008) .....	88
Tabela 11	Características dinâmicas do modelo 1D da válvula de sucção ( $G_v$ ). ....	115
Tabela 12	Parâmetros utilizados nas análises. ....	122
Tabela 13	Características dinâmicas do sistema válvula-atuador em malha aberta. ....	123
Tabela 14	Características dinâmicas do sistema controlado por alocação de pólos. ....	125
Tabela 15	Comparação das características dinâmicas do sistema controlado pelo controle LQR, Alocação de pólos e sistema não controlado.....	128
Tabela 16	Valor RMS da potência elétrica necessária para geração dos movimentos modificadas.....	141
Tabela 17	Comparação entre os níveis de pressão sonora obtidos na simulação da válvula controlada com diferentes movimentos e pela abertura normal. A coluna variação refere-se à diferença entre a pressão obtida pela abertura normal e pressão da curva modificada.....	145



## NOMENCLATURA

### Símbolos Gerais

<b>A</b>	Matriz de estado
$A_{ee}$	Área efetiva de escoamento
$A_{ef}$	Área efetiva de força
$AMP$	Amplitude de abertura
$AMP_{da}$	Amplitude máxima de abertura da curva Degrau Arredondado
$AMP_{dp}$	Amplitude máxima de abertura da curva Degrau Perfeito
$AMP_{ha}$	Amplitude máxima de abertura da curva Hanning
$AMP_{se}$	Amplitude máxima de abertura da curva Senóide
$AMP_{tr}$	Amplitude máxima de abertura da curva Triangular
$AT$	Atenuação
<b>B</b>	Matriz de entrada
$\bar{\mathbf{C}}^{\mathbf{E}}$	Matriz de elasticidade a campo elétrico constante
<b>C</b>	Matriz de saída
$c_{eq}$	Coefficiente de amortecimento equivalente
$COP$	Coefficiente de Performance
$COP^*$	Coefficiente de Performance considerando potência do atuador
$\bar{\mathbf{D}}$	Matriz de deslocamento elétrico
<b>D</b>	Matriz de transmissão direta
$d$	Constante magnetostrictiva (acoplamento magnético-mecânico)
$\bar{e}$	Matriz de constante piezelétrica
<b>e</b>	Vetor de erro do observador de estados

$r_s$	Razão entre a pressão na câmara de descarga e a a pressão à montante da válvula
$D$	Diâmetro do orifício da válvula
$f_o$	Força referente ao somatório de outras forças atuantes sobre a válvula
$f_p$	Força sobre a palheta originada pelo campo de pressão do escoamento
$f_t$	Força que atua sobre a válvula de sucção
$f_{at}$	Força de atuação
$f_{eq}$	Frequência natural de vibração equivalente
$\bar{H}$	Campo magnético
$H$	Campo magnético
$H$	Campo magnético
$h(t)$	Deslocamento vertical da válvula
$h_{ab}$	Amplitude da válvula automática
$i$	Corrente elétrica
$i_0$	Corrente elétrica no ponto de equilíbrio
$J$	Função de custo do controle ótimo LQR
$\mathbf{K_e}$	Matriz de ganho de observador de estados
$\mathbf{K_r}$	Matriz de ganho de realimentação de estados
$k$	Razão entre os calores específicos a pressão constante e à volume constante
$K_l$	Coefficiente de conversão eletro-mecânica
$k_{eq}$	Rigidez equivalente
$m_{eq}$	Massa equivalente
$N$	Frequência máxima na faixa analisada
$n$	Passo no domínio discreto da simulação



$n_o$	Ordem do sistema
$NPS_{mod}$	NPS da pressão da câmara de sucção obtido para válvula de sucção com abertura modificada
$NPS_{nor}$	NPS da pressão da câmara de sucção obtido para válvula com abertura normal
$r_o$	Raio do orifício da válvula
$\mathbf{P_c}$	Matriz de controlabilidade
$\mathbf{P_{ob}}$	Matriz dos pólos do observador de estado.
$\mathbf{P}$	Solução de Riccati
$p_d$	Pressão na câmara de descarga
$P_n$	Pressão sonora na frequência $n$
$P_o$	Pressão de referência
$p_u$	Pressão à montante da válvula
$\mathbf{Q}$	Matriz de ponderação do controle ótimo LQR
$q$	Número de sinais de saída
$q_{comp}$	Potência elétrica consumida pelo compressor
$q_{evap}$	Calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador (capacidade de refrigeração)
$\mathbf{R}$	Matriz de ponderação do controle ótimo LQR
$r$	Número de sinais de entrada
$R_c$	Constante do gás
$RG$	Ruído Global
$T_u$	Temperatura à montante da válvula
$T_v$	Intervalo em que a válvula leva para alcançar amplitude máxima
$T_{ab}$	Instante de abertura
$T_{fe}$	Instante de fechamento

$T_{fe}^*$	Instante de fechamento do ciclo seguinte
$T_{max}$	Instante no qual a amplitude de deslocamento é máxima
$\mathbf{u}$	Vetor de entrada(s)
$V$	Voltagem
$V_H$	Voltagem gerada pelo efeito Hall
$w$	Distância entre o solenóide e o elemento mecânico
$w_0$	Distância entre o solenóide e o assento da válvula
$\tilde{\mathbf{x}}$	Vetor de estado estimado
$\mathbf{x}$	Vetor de estados
$\mathbf{y}$	Vetor de saída(s) medida(s)
$\tilde{y}$	Saída estimada
$y_l$	Deslocamento da válvula na posição $l$

### Abreviações

1D	1 grau de liberdade
2D	2 graus de liberdade
AG	Algoritmo Genético
GDL	Graus de liberdade
LQR	Regulador Linear Quadrático
LVDT	Acrônimo do inglês <i>Linear Variable Differential Transformer</i>
NPS	Nível de pressão sonora
RMS	Valor médio quadrático
SMA	Memória de forma
TDF	Transformada Discreta de Fourier

### Símbolos Gregos

$\theta$	Ângulo da manivela
----------	--------------------

$\Delta p$	Diferença de pressão através da válvula
$\Delta t$	Incremento no tempo entre cada passo utilizado na simulação
$\epsilon$	Matriz de deformação mecânica
$\kappa_1$	Termo que relaciona a variação da força magnética com a variação de corrente.
$\kappa_2$	Termo que relaciona a variação da força magnética com a variação da posição.
$\mu^\sigma$	permeabilidade a tensão constante
$\mu_0$	Constante de permeabilidade
$\mu_r$	Permeabilidade relativa do material
$\sigma$	Matriz de tensão mecânica
$\tau^{\mathbf{S}}$	Matriz de permissividade dielétrica a tensão mecânica constante
$\omega_{eq}$	Frequência natural em rad/s
$\zeta$	Razão de amortecimento



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>29</b>
1.1 OBJETIVOS .....	32
1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	32
<b>2 ANÁLISE DE POTENCIALIDADE .....</b>	<b>35</b>
2.1 MODELAGEM DAS VÁLVULAS.....	37
2.2 OBTENÇÃO DA PRESSÃO SONORA EXTERNA.....	41
2.3 ANÁLISES REALIZADAS.....	43
<b>2.3.1 Análise de Sensibilidade .....</b>	<b>44</b>
<b>2.3.2 Movimentos Prescritos à Válvula de Sucção .....</b>	<b>49</b>
2.3.2.1 Pressão Sonora na Câmara de Sucção para Movimentos Prescritos .....	55
2.3.2.2 Fluxo de Massa para Movimentos Prescritos .....	60
2.3.2.3 Forças Para Movimentos Prescritos.....	63
2.3.2.4 Resultados de Pressão Externa .....	66
2.3.2.5 Eficiência .....	71
<b>2.3.3 Otimização do Movimento da Válvula de Sucção ....</b>	<b>72</b>
2.3.3.1 Breve Introdução à Otimização .....	72
2.3.3.2 Implementação do Algoritmo Genético na Otimização do Movimento da Válvula de Sucção.....	74
2.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	84
<b>3 SENSORES E ATUADORES .....</b>	<b>87</b>
3.1 SENSORES.....	87
<b>Sensor de Efeito Hall .....</b>	<b>89</b>
3.2 ATUADORES.....	90
<b>3.2.1 Materiais Inteligentes .....</b>	<b>92</b>
3.2.1.1 Materiais Piezelétricos .....	92
3.2.1.2 Ligas de Memória de Forma.....	93
3.2.1.3 Magnetostrictivo .....	94
<b>3.2.2 Solenóide .....</b>	<b>95</b>
3.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	98
<b>4 REVISÃO DE SISTEMAS DE CONTROLE .....</b>	<b>101</b>
4.1 CONCEITOS BÁSICOS DE SISTEMAS DE CONTROLE...	101
4.2 DEFINIÇÕES DE RESPOSTA TEMPORAL .....	102
4.3 REPRESENTAÇÃO NO ESPAÇO DE ESTADOS .....	103
4.4 PROPRIEDADES ESTRUTURAIS DO SISTEMA.....	105
<b>4.4.1 Controlabilidade .....</b>	<b>105</b>
<b>4.4.2 Observabilidade.....</b>	<b>105</b>

4.5 REALIMENTAÇÃO DE ESTADOS .....	106
4.5.1 Alocação de Pólos .....	107
4.5.2 Controle LQR .....	107
4.6 OBSERVADOR DE ESTADOS.....	108
4.7 PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE .....	110
4.8 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	110
<b>5 MODELAGEM DO SISTEMA DE CONTROLE.....</b>	<b>113</b>
5.1 CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO MODELO 1 GDL DA VÁLVULA DE SUCÇÃO .....	113
5.2 MODELAGEM DO SOLENÓIDE.....	115
5.3 FORÇA ELETROMAGNÉTICA .....	117
5.4 SISTEMA VÁLVULA-ATUADOR .....	119
5.4.1 Representação no Espaço de Estados do Sistema Válvula-Atuador .....	120
5.4.2 Características Dinâmicas do Sistema Válvula-A- tuador .....	122
5.5 VERIFICAÇÃO DAS PROPRIEDADES ESTRUTURAIS DO SISTEMA .....	124
5.6 PROJETO DO CONTROLE POR ALOCAÇÃO DE PÓLOS.....	124
5.7 PROJETO DO CONTROLADOR LQR .....	126
5.8 PROJETO DO OBSERVADOR DE ESTADOS.....	128
5.9 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	129
<b>6 RESULTADOS .....</b>	<b>133</b>
6.1 RESULTADOS DOS SISTEMA DE CONTROLE .....	134
6.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR .....	140
<b>7 CONCLUSÕES .....</b>	<b>149</b>
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	151
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>153</b>

# 1 INTRODUÇÃO

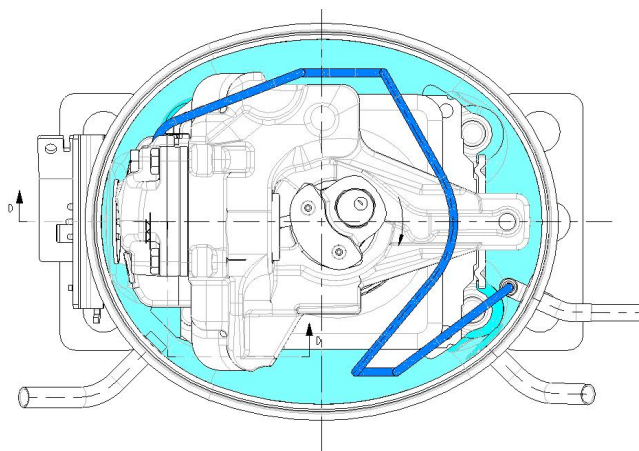
A preocupação com a redução do ruído gerado por aparelhos domésticos é crescente nos últimos anos. Com pessoas vivendo em lugares cada vez menores, o ruído gerado por estes aparelhos passa a ser relevante no dia-a-dia de um indivíduo. O efeito deste fato é que fabricantes buscam continuamente reduzir o nível de ruído gerado por seus aparelhos a fim de se apresentarem mais competitivos no mercado. Um aparelho que é objeto de estudo para redução do nível de ruído são refrigeradores domésticos. Uma das principais fontes de ruído destes aparelhos é o compressor e por isso tanto empresas como centros de tecnologia investem em pesquisas voltadas para a redução dos níveis de ruído. Em aplicações de refrigeração doméstica é geralmente empregado o compressor do tipo alternativo. O compressor alternativo é composto essencialmente por um pistão que se move alternadamente dentro de um cilindro e válvulas cuja função é permitir a sucção e descarga do gás refrigerante (GOMES, 2006). Um exemplo típico de um compressor alternativo está mostrado na Fig. 1. Este compressor emprega válvulas do tipo palheta para controlar a passagem do fluido refrigerante durante seu funcionamento. Estas válvulas, mostradas na Fig. 2, são palhetas e são acionadas de forma passiva, sendo abertas e fechadas pela ação da diferença de pressão através das mesmas.

O intuito deste trabalho é avaliar o potencial da redução do nível de ruído global do compressor por meio da modificação do movimento da válvula de sucção. Esta válvula possui forte acoplamento com a pressão na câmara de sucção e com a alteração em seu movimento produz uma mudança na pulsação na câmara (PEREIRA, 2006). Uma vez que esta pulsação possui uma considerável contribuição no nível de ruído global do compressor, uma diminuição da energia desta pulsação em certas frequências críticas pode produzir melhores resultados.

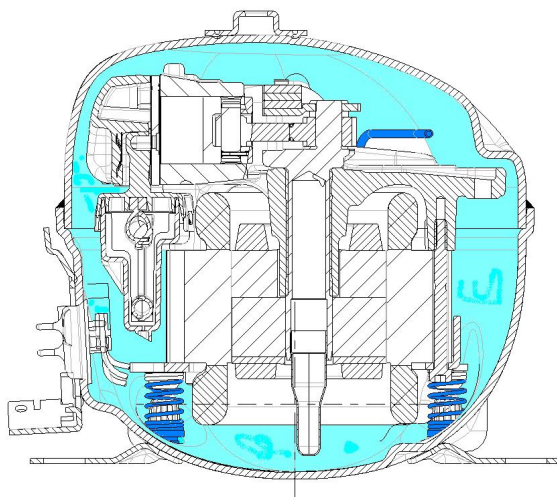
Uma possível redução no nível de ruído do compressor não deve diminuir drasticamente a eficiência energética do mesmo. Usualmente a eficiência energética de um compressor pode ser avaliada por meio do coeficiente de performance ( $COP$ ), o qual é definido por:

$$COP = \frac{q_{evap}}{q_{comp}}, \quad (1.1)$$

sendo  $q_{evap}$  e  $q_{comp}$  o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador (capacidade de refrigeração) e a potência elétrica consumida pelo compressor, respectivamente.



(a) Corte superior.



(b) Corte lateral.

Figura 1: Vistas em corte de um compressor alternativo. Fonte: (SILVA, 2004).





Figura 2: Desenho de válvula de sucção utilizada em compressor comercial de refrigeração doméstica.

Diversos trabalhos foram realizados com o objetivo de reduzir o nível de ruído gerado pelo compressor por meio de diversas abordagens: introdução de materiais inteligentes a fim de diminuir a vibração da carcaça (BARRAULT, 2006), utilização de materiais porosos nos filtros acústicos (LOPES, 2006b), minimização do fluxo de potência através do tubo de descarga (SILVA, 2004), entre outros.

Tendo em vista que este trabalho pretende avaliar o potencial da modificação da abertura da válvula de sucção a fim de reduzir o nível de ruído do compressor, um conhecimento da operação das válvulas e dos fenômenos a este associados é essencial. Penteado (2009) apresenta uma proposta para ensaio de fadiga por impacto em válvula de compressores utilizados em refrigeração doméstica. O impacto da válvula com o assento é uma das principais causas de quebra da mesma e ainda transmite energia para outros componentes. Este trabalho desenvolveu uma bancada para ensaio de impacto da válvula com o assento em condições controladas. A bancada obteve sucesso em operar a válvula em condições controladas e gerenciar falhas na mesma.

Um esforço em aumentar a confiabilidade em válvulas de compressores alternativos é realizado por Deffenbaugh et al. (2005). Esse trabalho apresenta uma válvula cujo movimento é controlado pela ação de um solenóide, o qual é utilizado para exercer uma força sobre a válvula em determinados instantes. O objetivo desse trabalho é reduzir a velocidade de impacto da válvula com o assento e desta forma aumentar a vida útil da mesma.

No que concerne à modelagem do funcionamento do compressor, vários trabalhos dedicaram-se a esta tarefa. As referências a seguir apresentam de forma detalhada a modelagem do compressor adotada neste trabalho: Ussyk (1984), Matos (2002), Rovaris (2004), Gomes (2006) e Pereira (2006).

Dentre os trabalhos realizados, destacam-se alguns a serem citados a seguir. Um primeiro esforço para a modelagem das válvulas de compressores é encontrado na tese de doutorado de Costagliola (1949). Neste trabalho é apresentado um modelo analítico para o fluxo de massa

e movimento de válvulas via a solução de equações diferenciais não-lineares. A utilização de métodos gráficos para solução das equações tornou a obtenção dos resultados um processo bastante laborioso.

**Pereira (2006)** apresenta uma análise na qual é avaliado o potencial de uma válvula de descarga com um dispositivo para auxiliar a sua abertura. O intuito desta análise é diminuir a influência da força gerada pelo contato entre a válvula e o filme de óleo presente na superfície do assento. Esta força é denominada força de colamento. Esse trabalho ainda procura obter a influência da válvula de sucção sobre o resultado da eficiência do compressor. Para tanto, através de uma análise numérica o compressor foi simulado com uma válvula que é retirada quando a pressão na câmara de sucção passa a ser maior que a pressão do cilindro, não obstruindo a passagem do fluido para dentro do cilindro. Esta abordagem foi adotada a fim de retirar as perdas associadas ao movimento de abertura da válvula. Foi verificado um ganho de 4 % na eficiência *COP*.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver um sistema de controle do movimento da válvula de sucção de um compressor hermético. Os objetivos específicos são descritos abaixo:

- avaliar a potencialidade da modificação do movimento da válvula de sucção, obtendo-se a sua influência sobre a eficiência e ruído gerado pelo compressor;
- obter um movimento de abertura da válvula de sucção que otimize os resultados de eficiência e reduza o ruído do compressor.
- construir um sistema de controle para modificar o movimento da válvula;

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho está organizado em 7 capítulos. O Capítulo 2 apresenta uma análise da potencialidade da modificação da abertura da válvula de sucção. O compressor é simulado considerando diferentes movimentos para a válvula de sucção. O objetivo desta seção é verificar a influência do movimento da válvula de sucção sobre os resultados de eficiência *COP* e sobre o nível de ruído global do compressor.

O Capítulo 3 apresenta uma breve revisão a respeito de sensores e atuadores. As principais características destes dispositivos são abordadas e é avaliada a aplicabilidade no presente problema.

O Capítulo 4 procura apresentar os conceitos básicos da teoria de controle a serem utilizados na modelagem e no controle do movimento da válvula.

Já o Capítulo 5 dedica-se em modelar e construir o sistema de controle do movimento da válvula de sucção. As características dinâmicas do sistema são avaliadas e é verificada a aplicação deste sistema para controlar a abertura da válvula de sucção durante o funcionamento do compressor.

O Capítulo 6 mostra os resultados obtidos a partir da simulação do compressor considerando uma válvula de sucção controlada com o sistema de controle construído no capítulo anterior. Os resultados do atuador são avaliados e é verificado o desempenho do sistema de controle ao reproduzir um movimento desejado sobre a válvula de sucção.

Finalmente, no Capítulo 7 é realizada uma síntese deste trabalho, apresentando as principais conclusões e algumas propostas para trabalhos futuros.



## 2 ANÁLISE DE POTENCIALIDADE

Durante o funcionamento do compressor é observado um movimento oscilatório na abertura da válvula de sucção, mostrado na Fig. 3. Este movimento é indesejado visto que impede a passagem de fluido através do orifício de sucção devido aos vários fechamentos ao longo de sua abertura e por modular o escoamento do fluido. Esta oscilação na abertura da válvula, de acordo com Soedel (2007), é causada por dois possíveis mecanismos. Primeiramente devido à repentina abertura da válvula a qual é induzida a oscilar como um sistema com uma vibração forçada por um degrau unitário. Em segundo lugar devido ao Efeito Bernoulli. Uma pressão negativa pode se desenvolver no assento da válvula, a qual tende a retardar a abertura da válvula até a pressão na câmara de sucção (no caso da válvula de sucção) crescer a um alto nível de tal modo que a válvula é aberta com uma alta velocidade. Este fenômeno faz a válvula ultrapassar a posição de equilíbrio que a mesma ocuparia se um fluxo em estado estacionário fosse aplicado. Assim, a rigidez equivalente irá forçar a válvula a retornar ao assento antes de a sucção estar completa. Desta forma, a válvula pode fechar prematuramente (antes da pressão do cilindro ser maior que a da câmara de sucção) e causar repetidas aberturas ao longo do ciclo. Adicional a

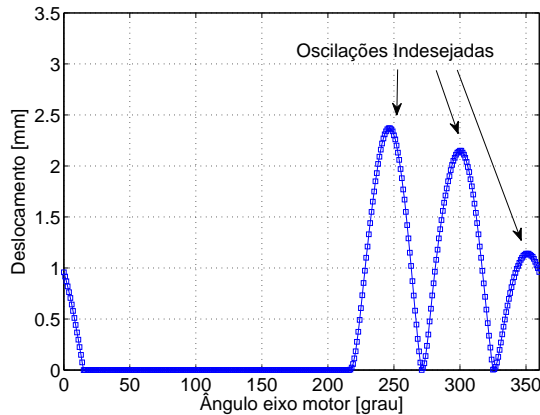


Figura 3: Abertura normal da válvula utilizada em compressores de refrigeração doméstica. Setas indicando as oscilações indesejadas nesta abertura.

estes dois mecanismos, existe ainda a força que o filme de óleo presente no assento exerce sobre a válvula. Como dito anteriormente, esta força é denominada Força de Colamento e também retarda a abertura da válvula.

A modulação ocasionada pela oscilação na abertura da válvula no escoamento do fluido excita os componentes internos do compressor e, por consequência, aumenta substancialmente o nível global do ruído irradiado pelo compressor. Com base no exposto, uma válvula com um movimento de abertura alterado pode diminuir a pulsação do fluido no muffler de sucção e, conseqüentemente, reduzir o ruído final gerado por este caminho de propagação. Para avaliar a potencialidade de uma válvula de sucção com uma abertura modificada, simulações computacionais do funcionamento de um compressor comercial com diferentes aberturas da válvula de sucção são realizadas e os respectivos resultados de *COP* e ruído gerado são avaliados.

Para a realização das simulações computacionais do funcionamento do compressor, o programa RECIP, desenvolvido pela EMBRA-CO, é utilizado. O programa RECIP, escrito na linguagem FORTRAN, simula o funcionamento do compressor considerando seus aspectos termodinâmicos, mecânicos e elétricos. Para a simulação do compressor, a formulação integral é utilizada, tratando o compressor como sendo composto por vários volumes de controle, cada um deles representando um componente ou região do compressor. Como exemplo, podem-se citar os volumes de controle que representam a câmara de sucção, o cilindro e a câmara de descarga. Em cada volume de controle são aplicados os princípios de conservação, as equações são resolvidas e são usadas correlações para representar fenômenos, tais como a transferência de valor junto à parede do cilindro (KREMER, 2006).

Além disso, o RECIP reúne equações matemáticas que representam o funcionamento do compressor alternativo. O modelo básico do RECIP é mostrado no trabalho desenvolvido por Ussyk (1984). Segundo Kremer (2006), este modelo consiste no acoplamento de quatro equações:

- equações para o volume da câmara de compressão, relacionando o volume do cilindro em função do ângulo do eixo de manivela;
- equações termodinâmicas que estimam a pressão e a temperatura instantâneas do refrigerante ao longo do ciclo de compressão;
- equações para a vazão mássica nos sistemas de sucção e de descarga e na folga radial pistão-cilindro;

- equações para a dinâmica das válvulas que definem a posição das mesmas ao longo do ciclo de compressão.

Kremer (2006) propõe o esquema mostrado na Fig. 4 para ilustrar de forma gráfica os volumes de controle dentro do programa RE-CIP. Para maiores informações a respeito da modelagem dos fenômenos físicos utilizados no RE-CIP, os trabalhos Ussyk (1984), Mansur (1986), Kremer (2006), Pereira (2006) podem ser consultados.

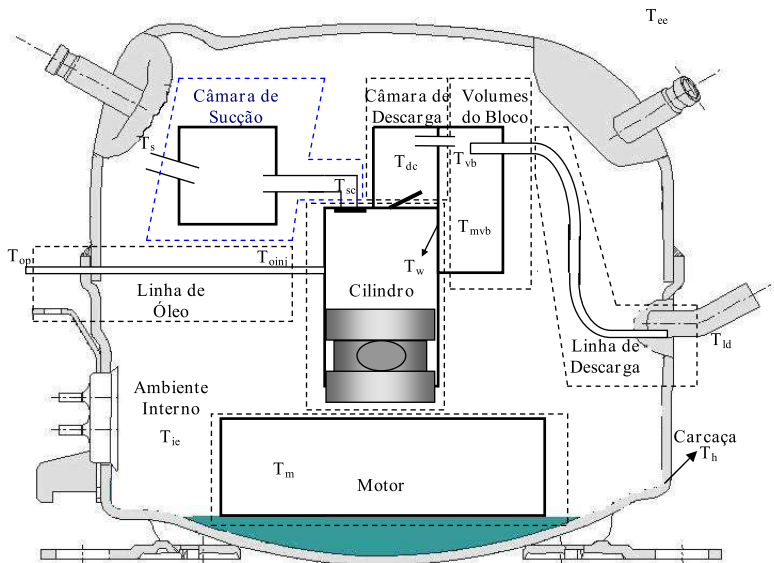


Figura 4: Esquema mostrando os volumes de controle aplicados na simulação do compressor. Fonte: (KREMER, 2006)

## 2.1 MODELAGEM DAS VÁLVULAS

Do ponto de vista de controle de ruído, as válvulas produzem ruído devido à natureza intermitente da descarga e da sucção, mesmo que uma palheta ou placa não sejam utilizadas (SOEDEL, 2007). Deste modo, o escoamento do fluido refrigerante pode ser visto como uma função periódica que pode ser decomposta em componentes de Fourier,

e que gera ruído tanto por irradiação direta quanto pela interação dos processos de descarga e de sucção com outros componentes do compressor. Este escoamento de fluido refrigerante através do compressor está diretamente relacionado com a dinâmica das válvulas. Logo, com a informação da posição das válvulas ao longo do tempo é possível avaliar fenômenos como a vazão do refrigerante, a pulsação na câmara de sucção entre outros.

Em sua maioria, as válvulas utilizadas em compressores alternativos de refrigeração são do tipo automática. Esta denominação lhes é designada uma vez que as mesmas são abertas sob demanda quando, por exemplo, a pressão da câmara de sucção é maior que a pressão do cilindro, no caso da válvula de sucção. O intervalo de abertura das válvulas é controlado pelo movimento do pistão dentro do cilindro e pelas pulsações dentro das câmaras de sucção e de descarga. Assim sendo, o acionamento destes componentes tem uma natureza puramente passiva uma vez que nenhuma energia externa é inserida no sistema.

A válvula típica de um compressor alternativo comercial utilizado em aplicações de refrigeração doméstica pode ser vista na Fig. 2. Este tipo de válvula consiste em uma placa com uma extremidade arredondada a qual é responsável por controlar a passagem de fluido refrigerante. O RECIP representa esta válvula como um elemento de 1 grau de liberdade (GDL), conforme o modelo apresentado na Fig. 5. Este modelo possui uma rigidez equivalente ( $k_{eq}$ ), uma frequência natural de vibração equivalente ( $f_{eq}$ ) a qual é próxima à frequência fundamental da palheta, modificada pela presença do fluxo (SOEDEL, 2007), um coeficiente de amortecimento ( $c_{eq}$ ) associado ao amortecimento inerente ao material e às perdas associadas ao escoamento. Já a massa equivalente pode ser obtida através da relação entre a frequência natural de oscilação de um sistema não amortecido, isto é:

$$m_{eq} = \frac{k_{eq}}{(f_{eq}2\pi)^2} . \quad (2.1)$$

De acordo com Pereira (2006), os valores da frequência natural equivalente,  $f_{eq}$ , e da rigidez equivalente,  $k_{eq}$ , da palheta são obtidos através de experimentos, códigos de análise estrutural ou ainda por relações analíticas para vigas engastadas. Este modelo de 1 GDL representa o movimento da válvula de forma adequada e oferece uma economia de tempo já que os seus inúmeros modos restantes não são considerados (PEREIRA; RIBAS, 2008).

Aplicando a segunda Lei de Newton sobre o esquema da válvula



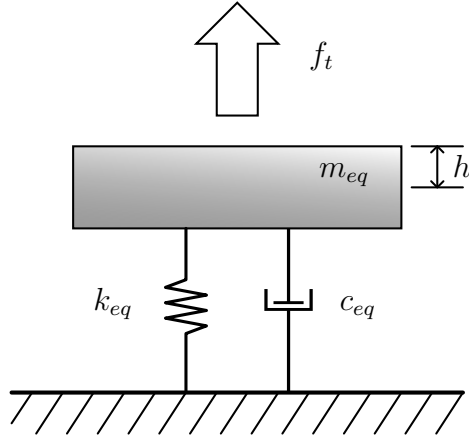


Figura 5: Modelo 1D da válvula de sucção utilizado no RECIP.

proposto na Fig. 5, tem-se que:

$$\ddot{h}(t) + 2\zeta\omega_{eq}\dot{h}(t) + \omega_{eq}^2 h(t) = \frac{f_t(t)}{m_{eq}}, \quad (2.2)$$

sendo  $h(t)$ ,  $\dot{h}(t)$  e  $\ddot{h}(t)$  o deslocamento, a velocidade e a aceleração vertical da válvula, respectivamente. O termo  $\zeta$  representa a razão de amortecimento e  $\omega_{eq}$  a frequência natural em rad/s. A frequência natural em rad/s é dada por:

$$\omega_{eq} = 2\pi f_{eq} = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}}. \quad (2.3)$$

Já o valor da razão de amortecimento  $\zeta$  é dado por:

$$\zeta = \frac{c_{eq}}{2m_{eq}\omega_{eq}}. \quad (2.4)$$

A força que atua sobre a válvula de sucção definida é dada por:

$$f_t = f_p + f_o, \quad (2.5)$$

sendo  $f_p$  a força sobre a palheta originada pelo campo de pressão do escoamento. Já o termo  $f_o$  expressa a força referente ao somatório de outras forças atuantes sobre a válvula, como uma pré-tensão prevista

no projeto e a força de colamento decorrente da presença de óleo entre as superfícies do assento e da palheta (PEREIRA, 2006).

As forças apresentadas são na maioria dos casos obtidas através experimentos ou de simulações numéricas. Segundo ROVARIS (2004), dois procedimentos podem ser adotados para encontrar a força gerada pelo campo de pressão. Uma possibilidade é resolver o escoamento através da válvula e obter o campo de pressão  $p$  associado. A força  $f_p$  sobre a palheta pode então ser obtida através da integração em coordenadas cilíndricas ao longo da superfície:

$$f_p = \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{D}{2}} p|_{x=0} dr_o d\theta , \quad (2.6)$$

sendo  $D$  e  $r_o$  o diâmetro do orifício e o raio do orifício, respectivamente.

O segundo e mais tradicional procedimento consiste na obtenção experimental de correlações empíricas, geralmente denominadas áreas efetivas, as quais relacionam a força com a queda de pressão através da válvula (ROVARIS, 2004). A área efetiva de força ( $A_{ef}$ ) relaciona a força sobre a válvula a partir da diferença de pressão,  $\Delta p$ , entre o cilindro e a câmara de descarga ou sucção, dependendo da situação. Esta área efetiva depende essencialmente do escoamento através da válvula, o qual é muito dependente da sua posição de abertura. Por este motivo, os valores de  $A_{ef}$  utilizados pelo RECIP devem ser obtidos através de experimentos ou, mais recentemente, através de simulações numéricas do escoamento (KREMER, 2006). Desta forma, a força gerada pelo campo de pressão obtida por este procedimento é dada por:

$$f_p(t) = A_{ef} \Delta p , \quad (2.7)$$

sendo  $A_{ef}$  e  $\Delta p$  a área efetiva de força e a diferença de pressão através da válvula, respectivamente.

Uma vez que nesta análise diferentes curvas de deslocamento da válvula de sucção serão consideradas, uma força externa deve ser adicionada à Eq. (2.5) a fim de modificar o deslocamento para o movimento desejado. Esta força externa será denominada força de atuação ( $f_{at}$ ). Num primeiro momento, a natureza da geração desta força não será considerada, sendo postergada para o Capítulo 5. Assim, tem-se que a força que age sobre a válvula é dada por:

$$f_t = f_p + f_o + f_{at} . \quad (2.8)$$

Outro importante conceito utilizado é a área efetiva de escoamento. Segundo [Souto \(2002\)](#), a área efetiva de escoamento ( $A_{ee}$ ) é uma medida da eficiência com que a queda de pressão  $\Delta p$  é usada para escoar o fluido através da válvula. Desta forma, quanto maior for  $A_{ee}$ , menor será a perda de energia mecânica e melhor o desempenho da válvula. [Ussyk \(1984\)](#) demonstrou que a vazão de massa através de válvulas pode ser determinada através da seguinte expressão:

$$\dot{m} = A_{ee} p_u \sqrt{\frac{2k}{R_c T_u (k-1)}} \sqrt{r_s^{\frac{2}{k}} - r_s^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (2.9)$$

sendo  $r_s$  a razão entre a pressão na câmara de descarga,  $p_d$ , e a pressão à montante da válvula,  $(p_u)$ , isto é,  $r_s = p_d/p_u$ . O termo  $A_{ee}$  expressa a área efetiva de escoamento e  $k$  a razão entre os calores específicos a pressão constante e à volume constante. Já  $R_c$  e  $T_u$  referem-se à constante do gás e à temperatura à montante da válvula, respectivamente.

A partir da Eq. (2.9) observa-se que  $A_{ee}$  é empregado como um termo corretivo da vazão obtida para a condição de escoamento isentrópico para a condição real. A obtenção do valor de  $A_{ee}$  é realizado de forma experimental ou numérica para cada posição de abertura da válvula ([GOMES, 2006](#)).

## 2.2 OBTENÇÃO DA PRESSÃO SONORA EXTERNA

A pulsação na câmara de sucção é uma das principais fontes do ruído total gerado pelo compressor ([RODRIGUES, 2003](#)). No caso de um compressor hermético, a pulsação na câmara de sucção excita modos acústicos da cavidade interna. O campo acústico interno na cavidade excita a carcaça do compressor, que irradia o som. Quando as frequências dos modos acústicos da cavidade coincidem com os modos de vibração da carcaça a irradiação do som é amplificada ([SOEDEL, 2007](#)). [Fulco \(2009\)](#) apresenta uma metodologia de simulação da potência sonora irradiada pelo compressor através da divisão deste em subsistemas. Para cada subsistema é obtida uma função de transferência através de um modelo numérico do compressor. Assim, obtém-se a pressão externa através da soma dos resultados para os diferentes subsistemas. A comparação entre o resultado de potência sonora obtido nesta metodologia com o experimental apresentou certa discrepância em algumas bandas, contudo se mostrou satisfatório para a faixa analisada. Para investigar a influência da abertura da válvula de sucção sobre a pressão sonora no meio externo, o subsistema que considera

como entrada a pressão da câmara de sucção será utilizado. Este subsistema possui uma função de transferência que considera como entrada a pressão da câmara de sucção e como saída a pressão externa. Esta função de transferência é obtida da seguinte forma: através de um modelo computacional do compressor, uma pressão unitária é aplicada na região de contato do muffler de sucção com a cavidade do pistão e são obtidas as velocidades no contorno do muffler. Estes valores de velocidade irradiam para a cavidade e para a carcaça do compressor. A partir das velocidades da carcaça, a pressão sonora no meio externo em um ponto a 30 cm do centro geométrico do compressor é obtida. O diagrama apresentado na Fig. 6 mostra o caminho de propagação considerado. A função de transferência referente a este caminho é mostrada na Fig. 7.

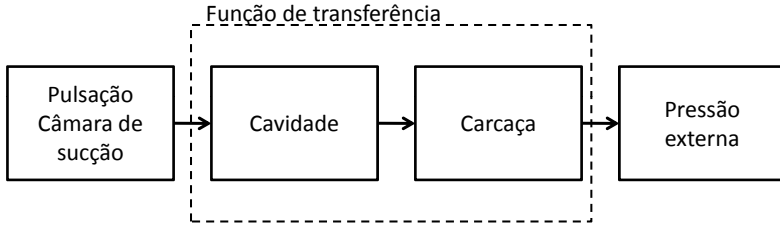


Figura 6: Diagrama do caminho de propagação considerado na obtenção da pressão externa.

A faixa considerada pela função de transferência é entre 50 Hz e 7100 Hz. A pressão obtida na câmara de sucção no domínio do tempo é transformada para o domínio da frequência através da transformada discreta de Fourier (TDF). Assim, o produto entre a pressão da câmara de sucção no domínio da frequência e a função de transferência é realizado e, consequentemente, a pressão sonora no ponto externo associada a este caminho de propagação é obtido.

Para avaliar a energia da pressão sonora no meio externo dentro da faixa considerada, o conceito de Ruído global ( $RG$ ) é introduzido. O  $RG$  utiliza a escala decibel (dB) e é dado por:

$$RG = 10 \log_{10} \left( \sum_{n=1}^N P_n^2 / P_o^2 \right), \quad (2.10)$$

sendo  $P_n$  e  $P_o$  a pressão sonora em frequência  $n$  e a pressão de referência,

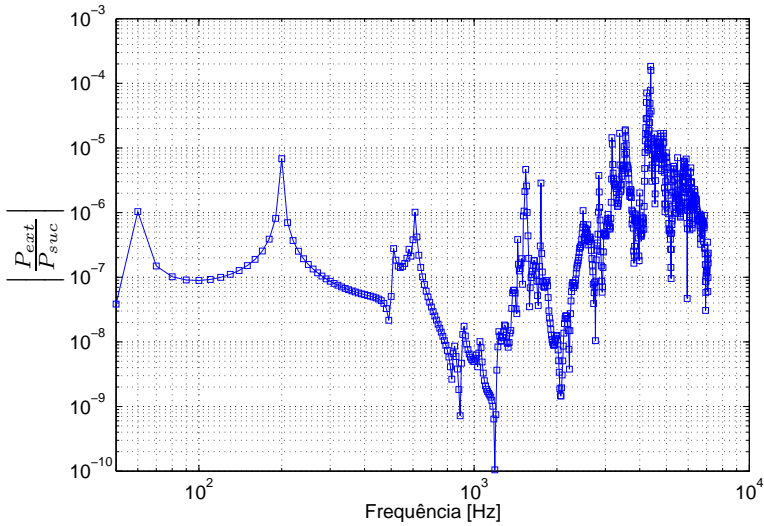


Figura 7: Função de transferência que considera como entrada a pressão na câmara de sucção e saída a pressão sonora em um ponto fora do compressor.

igual a  $2 \times 10^{-5}$  Pa. Já  $N$  é a frequência máxima na faixa analisada.

A partir do valor de  $RG$  pode-se ter uma idéia da amplitude máxima da pressão sonora no domínio da frequência.

## 2.3 ANÁLISES REALIZADAS

Para avaliar a influência da alteração do movimento de abertura da válvula de sucção sobre o desempenho do compressor e sobre a pulsação na câmara de sucção, diferentes movimentos são impostos sobre a abertura da válvula de sucção. Para tanto, o RECIP foi utilizado para simular numericamente o funcionamento do compressor com uma válvula de sucção com movimento alterado. Assim, após a simulação os resultados obtidos são analisados e avaliados.

Esta etapa apresenta considerável relevância uma vez que por meio da imposição de diferentes aberturas da válvula de sucção serão obtidos os respectivos ganhos ou ainda perdas na eficiência e no ruído

total gerado pelo compressor. As informações de tempos de resposta, curvas de abertura desejadas, forças necessárias para atuação serão obtidas de forma que possam ser utilizadas no desenvolvimento do sistema de controle do movimento da válvula de sucção.

### 2.3.1 Análise de Sensibilidade

Esta análise tem por objetivo avaliar a influência dos parâmetros instante de abertura ( $T_{ab}$ ), instante de fechamento ( $T_{fe}$ ) e amplitude de abertura da válvula de sucção ( $AMP$ ). Para tanto, variou-se cada um destes parâmetros mantendo-se constantes os restantes. Desta forma, procurou-se obter a influência de cada parâmetro sobre os resultados de eficiência e ruído gerado. Uma curva na forma de um degrau, gerada a partir dos parâmetros  $T_{ab}$ ,  $T_{fe}$  e  $AMP$ , como mostrado na Fig. 8, é utilizada nesta análise. Os valores de referência adotados para cada parâmetro foram escolhidos da seguinte forma: para o instante de abertura é escolhido o ângulo do eixo do motor correspondente ao instante em que a válvula automática é aberta; para o instante de fechamento, de forma análoga ao instante de abertura, é utilizado o ângulo de fechamento correspondente ao instante em que a válvula automática é fechada; e para a amplitude de abertura, o valor de deslocamento para o qual a área de escoamento efetivo ( $A_{ee}$ ) é máximo.

A Tab. 1 expõe os intervalos utilizados em cada análise e os valores de referência adotados para cada parâmetro. Já as curvas utilizadas podem ser vistas na Fig. 9.

Tabela 1: Intervalos considerados nas análises de sensibilidade.

Análise	Valor de referência	Limite inferior	Limite superior	Variação
Abertura - $T_{ab}$	219°	205°	225°	1°
Fechamento - $T_{fe}$	15°	5°	24°	1°
Amplitude - $AMP$	2,58 mm	0,5 mm	2,7 mm	0,11 mm

Realizadas as análises propostas, os resultados de eficiência  $COP$  e de  $RG$  são mostrados nas Figs. 10 e 11, respectivamente. É possível notar que a variação do instante de abertura possui maior influência sobre resultados de  $COP$  em comparação com a variação dos demais parâmetros. Nos resultados da variação do instante de abertura, a partir do primeiro valor imposto (205°), o valor do  $COP$  cresce até

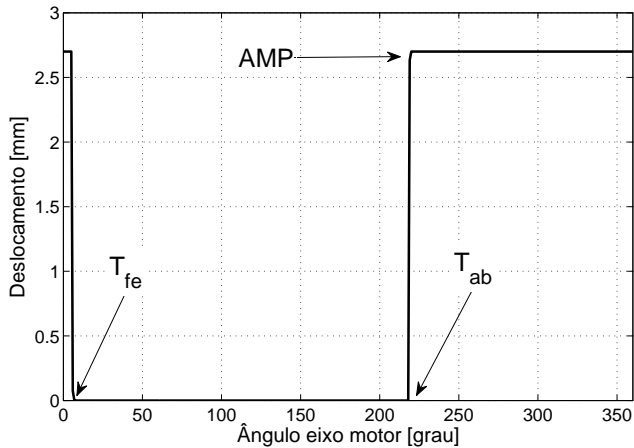
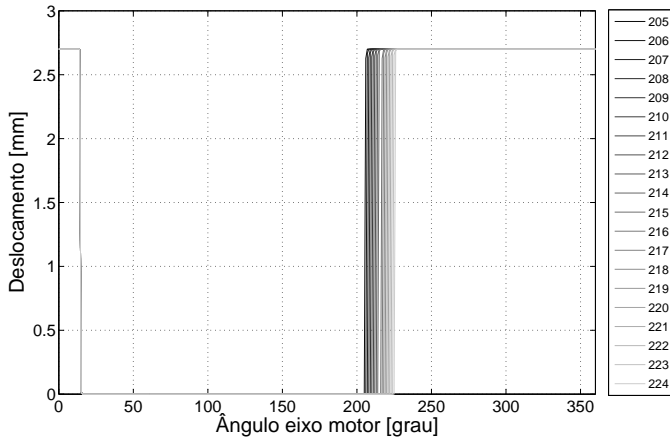


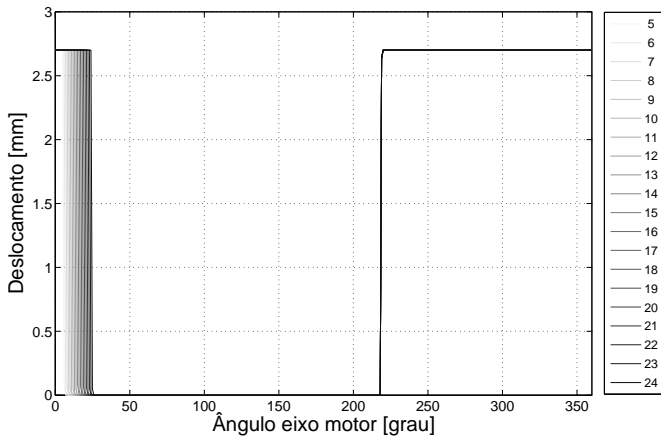
Figura 8: Curva utilizada na análise da influência do instante de abertura  $T_{ab}$ , instante de fechamento  $T_{fe}$  e amplitude de abertura  $AMP$ .

aproximadamente  $213^\circ$ , e, em seguida, apresenta valores menores. A diferença entre o melhor resultado de  $COP$  ( $213^\circ$ ) com o pior ( $225^\circ$ ) é por volta de 1,5 %. Aproximadamente no ângulo  $213^\circ$ , a pressão na câmara de sucção passa a ser maior que a pressão do cilindro, ou seja, a partir deste instante o que impede a entrada de fluido refrigerante para dentro do cilindro é a válvula de sucção. Pode-se, então, concluir que, tendo como critério a eficiência  $COP$ , o instante em que a pressão do cilindro passa a ser menor que a pressão da câmara de sucção é o instante de abertura que apresenta melhor resultado, dentro do intervalo proposto. Posto isto, verifica-se a importância da força de colamento sobre o resultado de eficiência do compressor. A força de colamento atrasa a abertura da válvula de sucção até o momento em que a força gerada pela diferença de pressão passa a ser superior à mesma. A fim de minimizar o efeito da força de colamento, existem abordagens para auxiliar a válvula na abertura. Uma das soluções é a adição de uma pré-tensão mecânica na palheta. O revés deste artifício é que esta pré-tensão pode ter um efeito prejudicial no fechamento da válvula. Já [Pereira \(2006\)](#) apresenta um estudo da adição de uma força auxiliar durante a abertura da válvula a fim de diminuir o efeito do atraso proporcionado pela força de colamento.

Observa-se ainda a partir da Fig. 10 que a variação no instante de fechamento e na amplitude de abertura apresentam um efeito muito



(a) Abertura



(b) Fechamento

Figura 9: Curvas impostas na análise de sensibilidade.

menor sobre o  $COP$  quando comparados aos resultados obtidos a partir da variação do instante de abertura. Variando o instante de fechamento, o melhor resultado de  $COP$  é obtido em  $T_{fe} = 12^\circ$ , o qual é o instante



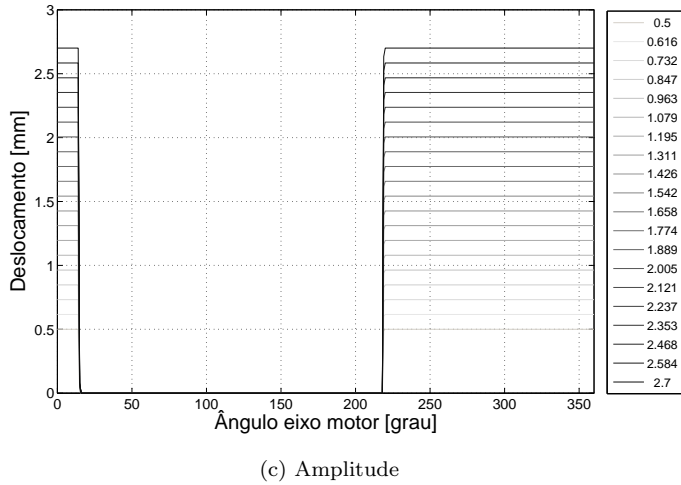
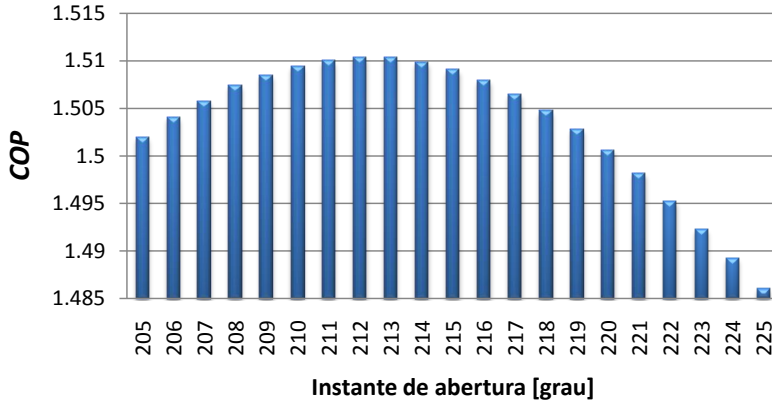


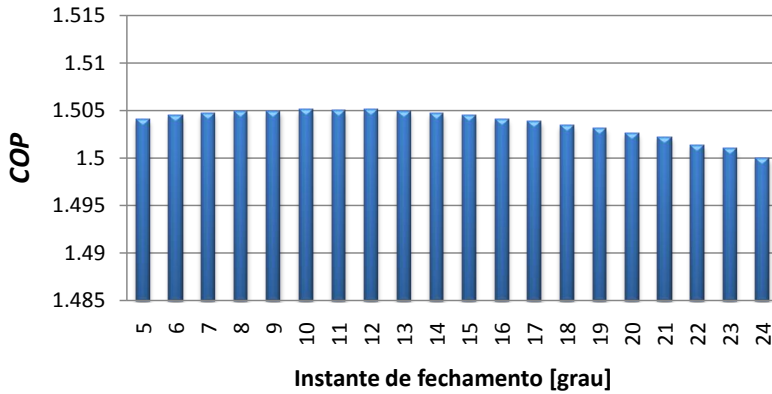
Figura 9: Curvas impostas na análise de sensibilidade (Cont.).

em que a pressão no cilindro passa a ser maior que a pressão na câmara de sucção, ou seja, um fechamento em um momento anterior a este ângulo impede a passagem de fluido para dentro do cilindro e num momento posterior permite que o fluido passe do cilindro, com uma pressão maior, de volta à câmara de sucção, fenômeno conhecido como refluxo. Já a diferença entre o melhor resultado ( $T_{fe} = 12^\circ$ ) e o pior ( $T_{fe} = 24^\circ$ ) é de apenas 0,34 %, ou seja, aproximadamente 10 vezes menor que a mesma diferença obtida variando o instante de abertura. Com a variação da amplitude observa-se que à medida que esta cresce, o *COP* aumenta. Contudo esta variação não é linear. Já a partir de  $AMP = 1,66$  mm, o compressor já apresenta um *COP* muito próximo ao apresentado com amplitudes maiores.

Os resultados obtidos de *RG* apresentam uma variação maior do que a observada nos obtidos de *COP* com a variação dos parâmetros analisados. O instante de abertura é o parâmetro que apresenta maior influência sobre o resultado de *RG*. Como mostrado na Fig. 11,  $T_{ab}=212^\circ$  apresentou o menor *RG* do intervalo considerado, e à medida que o instante de abertura se afasta deste valor, o *RG* aumenta. A variação de *RG* do melhor resultado ( $RG_{212^\circ} = 33,6$  dB) e o pior ( $RG_{205^\circ} = 40,2$  dB) é de 6,6 dB. Já os parâmetros instante de fechamento e a amplitude apresentaram menores variações em *RG*, sendo a diferença do



(a) Abertura

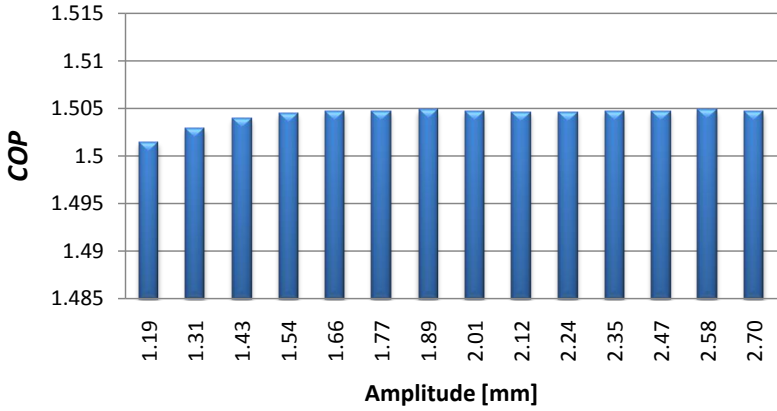


(b) Fechamento

Figura 10: Resultados de  $COP$  obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros  $T_{ab}$ ,  $T_{fe}$  e  $AMP$ .

maior para o menor iguais a 0,8 dB e 0,68 dB, respectivamente.

Logo, com a informação de que o instante de abertura possui maior influência sobre o  $COP$  e sobre o  $RG$  do que o instante de fechamento e a amplitude de abertura, pode-se concluir que um maior esforço deve ser investido para modificar o instante em que a válvula de sucção é aberta uma vez que este possui grande influência sobre o



(c) Amplitude

Figura 10: Resultados de  $COP$  obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros  $T_{ab}$ ,  $T_{fe}$  e  $AMP$  (Cont.).

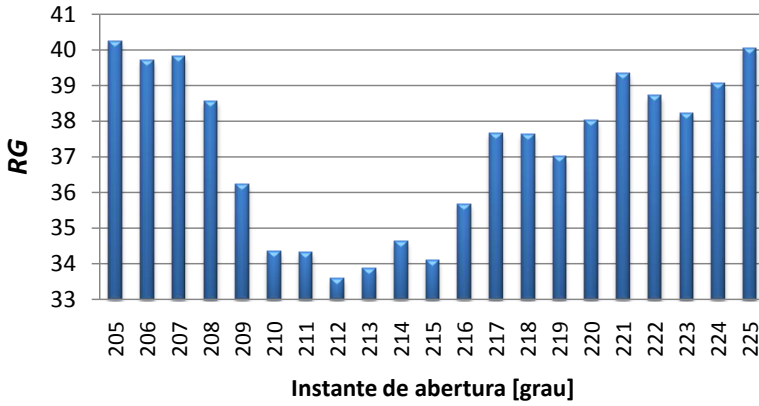
desempenho do compressor e sobre o ruído por este gerado.

Na etapa seguinte, curvas de diferentes formas serão aplicadas sobre o movimento da válvula de sucção. Cada curva será imposta sobre o movimento de abertura da válvula de sucção e os respectivos resultados de eficiência e ruído serão comparados.

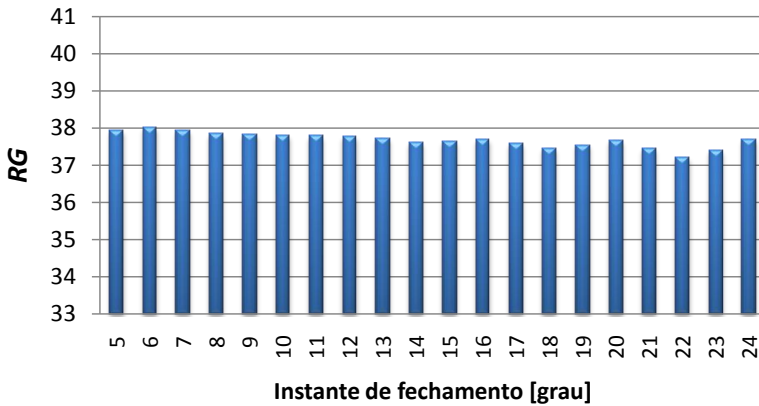
### 2.3.2 Movimentos Prescritos à Válvula de Sucção

Para avaliar como o movimento de abertura da válvula de sucção influencia nos resultados de  $COP$  e  $RG$  do compressor, simulações foram realizadas considerando diferentes movimentos de abertura da válvula de sucção durante o funcionamento do compressor. Para tanto, o código RECIP foi modificado de forma que o deslocamento da válvula siga um movimento prescrito, gerado previamente a partir de determinada função. Nesta análise, nove movimentos divididos em três grupos são propostos. Os grupos e seus respectivos movimentos são mostrados na Tab. 2.

A Fig. 12 expõe os movimentos prescritos sobre a abertura da válvula de sucção e seus respectivos grupos. Nota-se que em todos os movimentos prescritos não estão presentes as várias aberturas e fechamentos observados na abertura normal gerada pela válvula au-



(a) Abertura

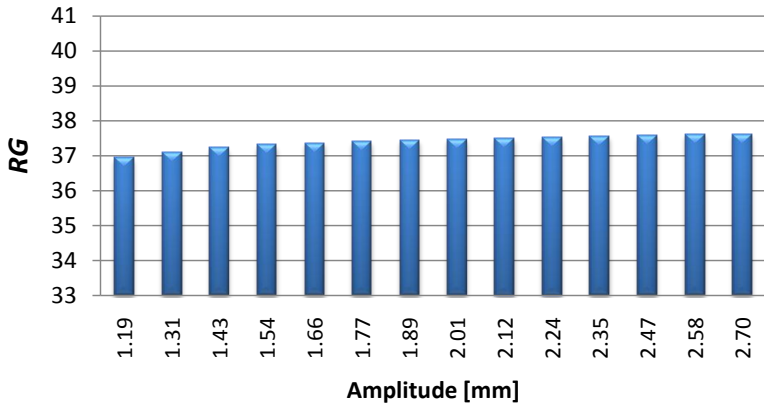


(b) Fechamento

Figura 11: Resultados de  $RG$  obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros  $T_{ab}$ ,  $T_{fe}$  e  $AMP$ .

tomática.

Nos movimentos prescritos desta análise a válvula de sucção é aberta e em seguida obedece a uma função previamente estabelecida. Deste modo são verificados os efeitos das aberturas impostas na eficiência e no ruído irradiado. Os valores do instante de abertura ( $T_{ab}$ ) e fechamento ( $T_{fe}$ ) utilizados nos três grupos podem ser vistos



(c) Amplitude

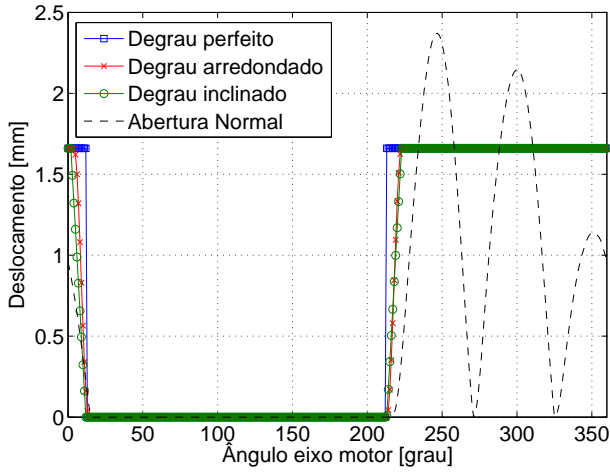
Figura 11: Resultados de  $RG$  obtidos na análise de sensibilidade a partir da variação dos parâmetros  $T_{ab}$ ,  $T_{fe}$  e  $AMP$  (Cont.).

Tabela 2: Movimentos prescritos sobre a válvula de sucção.

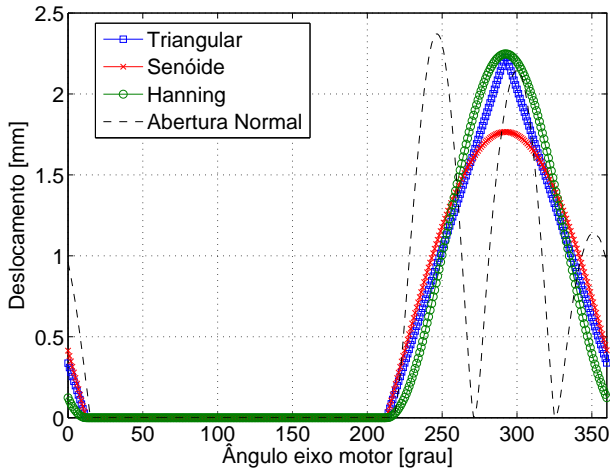
Nome	Movimento	Descrição
Grupo I	Degrau perfeito, Degrau arredondado e Degrau inclinado	Válvula é aberta e assim permanece durante determinado intervalo de tempo.
Grupo II	Triangular, Senóide e Hanning	Formas simples são impostas durante o intervalo em que a válvula permanece aberta.
Grupo III	Original-cosseno, Original-degrau e Original-2º grau	Válvula é aberta pelo diferencial de pressão e, quando o deslocamento máximo é atingido, passa a seguir determinada forma.

na Tab. 3.

A Tab. 4 apresenta as funções matemáticas utilizadas na construção dos movimentos utilizados nesta análise e os valores dos parâ-



(a) Grupo I



(b) Grupo II

Figura 12: Movimentos prescritos sobre a válvula de sucção em comparação com a abertura normal do compressor.

metros adotados são mostrados na Tab. 5. Os movimentos do grupo I são propostos a fim de avaliar o desempenho de um compressor com

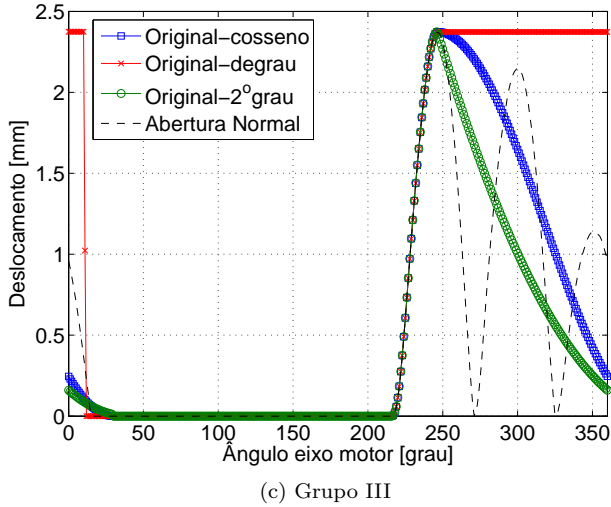


Figura 12: Movimentos prescritos sobre a válvula de sucção em comparação com a abertura normal do compressor (Cont.).

Tabela 3: Ângulo do manivela correspondente à abertura e fechamento da válvula de sucção nos movimentos prescritos.

Nome	$T_{ab}$	$T_{fe}$
Grupo I	212°	14°
Grupo II	212°	14°
Grupo III	218°	14°

uma válvula de sucção cuja influência é minimizada ao máximo. Para tanto, no momento em que a pressão na câmara de sucção é maior que a pressão no cilindro, a válvula é aberta e quando o inverso acontece, a válvula é fechada. Já o movimento degrau arredondado impõe sobre a abertura mais suave sobre a válvula, de acordo com uma função conhecida como “cosine tapered”. O movimento degrau inclinado apresenta uma forma similar às outras duas curvas do grupo I, contudo a abertura e fechamento são feitos de forma linear. Para o grupo II foram impostos movimentos com formas simples durante o intervalo em que a válvula permanece aberta. Os três movimentos são obtidos a partir de simples funções (triangular, senóide e hanning), a fim de avaliar como a abertura da válvula com diferentes velocidades afeta o

Tabela 4: Funções utilizadas na construção dos movimentos prescritos sobre a abertura da válvula de sucção.

Curva	Função
Degrau Perfeito	$h(\theta) = \begin{cases} 0 & , \text{se } T_{fe} \leq \theta \leq T_{ab} \\ AMP_{dg} & , \text{se } T_{ab} \leq \theta < T_{fe}^* \end{cases}$
Degrau Arredondado	$h(\theta) = \begin{cases} 0 & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{ab} \\ \frac{AMP_{da}}{2} \left\{ 1 + \cos \left[ \frac{\pi}{T_v} (\theta - T_v) \right] \right\} & , \text{se } T_{ab} \leq \theta < T_{ab} + T_v \\ AMP_{da} & , \text{se } T_{ab} + T_v \leq \theta < T_{fe}^* - T_v \\ \frac{AMP_{da}}{2} \left\{ 1 + \cos \left[ \frac{\pi}{T_v} (\theta) - 1 + T_v \right] \right\} & , \text{se } T_{fe}^* - T_v \leq \theta < T_{fe}^* \end{cases}$
Degrau inclinado	$h(\theta) = \begin{cases} 0 & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{ab} \\ AMP_{dg} \left[ \frac{\theta - (T_{ab} + T_v)}{T_v} \right] & , \text{se } T_{ab} \leq \theta < T_{ab} + T_v \\ AMP_{dg} & , \text{se } T_{ab} + T_v \leq \theta < T_{fe}^* - T_v \\ AMP_{dg} \left( -\frac{\theta - (T_{fe}^* - T_v)}{T_v} \right) & , \text{se } T_{fe}^* - T_v \leq \theta < T_{fe}^* \end{cases}$
Triangular	$h(\theta) = \begin{cases} 0 & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{ab} \\ \frac{AMP_{tr}}{T_{med} - T_{ab}} \theta - \frac{AMP}{T_{med} - T_{ab}} T_{ab} & , \text{se } T_{ab} \leq \theta < T_{ab} + T_{med} \\ -\frac{AMP_{tr}}{T_{med} - T_{ab}} \theta + \frac{AMP}{T_{med} - T_{ab}} T_{ab} & , \text{se } T_{ab} + T_{med} \leq \theta < T_{fe}^* \end{cases}$
Senóide	$h(\theta) = \begin{cases} 0 & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{ab} \\ AMP_{se} \sin \left( \frac{T_{fe}^* - T_{ab}}{\pi} \theta \right) & , \text{se } T_{ab} \leq \theta < T_{fe}^* \end{cases}$
Hanning	$h(\theta) = \begin{cases} 0 & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{ab} \\ \frac{AMP_{ha}}{2} \left\{ 1 + \cos \left[ 2\pi \left( \frac{\theta - T_{ab}}{T_{fe}^* - T_{ab}} \right) \right] \right\} & , \text{se } T_{ab} \leq \theta < T_{fe}^* \end{cases}$
Original-cosseno	$h(\theta) = \begin{cases} h_{ab} & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{max} \\ \frac{h_{max}}{2} \left[ 1 + \cos \left( \frac{\pi}{T_{fe} - T_{max}} \theta \right) \right] & , \text{se } T_{max} \leq \theta < T_{fe} \end{cases}$
Original-degrau	$h(\theta) = \begin{cases} h_{ab} & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{max} \\ h_{max} & , \text{se } T_{max} \leq \theta < T_{fe} \end{cases}$
Original-2º grau	$h(\theta) = \begin{cases} h_{ab} & , \text{se } T_{fe} \leq \theta < T_{max} \\ \frac{h_{max}}{T_{fe} - T_{max}} (\Delta \theta^2 - 2\Delta \theta + T_{fe} - T_{max}) & , \text{se } T_{max} \leq \theta < T_{fe} \end{cases}$

desempenho do compressor. Já no grupo III, a válvula é aberta de forma idêntica à válvula automática (representada por  $h_{ab}$ ), isto é, por meio da diferença de pressão e uma vez que a amplitude máxima de deslocamento é alcançada, a curva passa a obedecer a determinada função até seu completo fechamento. Desta forma, apenas após a abertura da válvula é necessário que uma força de atuação seja aplicada, diminuindo assim o consumo de um atuador. O movimento Original-cosseno impõe sobre a válvula uma função cosseno a partir do instante em que a o ponto de maior abertura ( $h_{max}$ ) é atingido. Já o movimento Original-degrau impõe que a válvula mantenha uma amplitude constante a partir do instante em que a amplitude máxima é atingida até o instante de fechamento determinado. O movimento Original-2º grau,



Tabela 5: Parâmetros utilizados na construção dos movimentos prescritos.

Parâmetro	Valor
$T_v$	$5^\circ$
$T_{fe}^*$	$T_{fe} + 2\pi$
$AMP_{dp}$	1,66 mm
$AMP_{da}$	1,66 mm
$AMP_{dg}$	1,66 mm
$AMP_{tr}$	2,24 mm
$AMP_{se}$	1,76 mm
$AMP_{ha}$	2,24 mm
$h_{ab}$	Deslocamento da abertura normal.
$h_{max}$	Amplitude máxima de deslocamento.
$T_{max}$	Instante em que a válvula alcança amplitude máxima ( $h_{max}$ ).
$T_{med}$	$(T_{fe}^* + T_{ab})/2$
$\theta_{max}$	Ângulo no qual a amplitude de deslocamento é máxima ( $h = h_{max}$ ).
$\Delta\theta$	$\theta - \theta(h_{max})$

por sua vez, impõe sobre a válvula uma função quadrática a partir da amplitude máxima até o instante de fechamento.

### 2.3.2.1 Pressão Sonora na Câmara de Sucção para Movimentos Prescritos

Depois de realizadas as simulações do compressor considerando sobre a válvula de sucção os movimentos prescritos, os resultados de pressão da câmara de sucção no domínio do tempo e da frequência são mostrados nas Figs. 13 e 14, respectivamente. Pode-se observar que a modificação do movimento da válvula de sucção altera a pressão da câmara de sucção, fato já mencionado em [Pereira \(2006\)](#). As pressões na câmara de sucção obtidas para os movimentos prescritos apresentam um comportamento mais suave quando comparadas ao resultado da

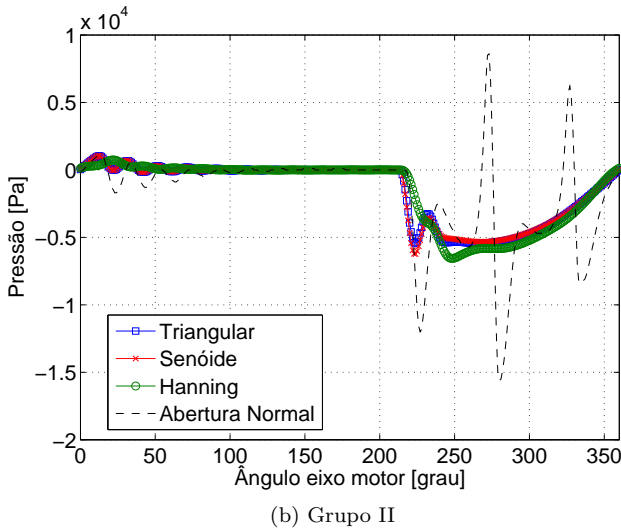
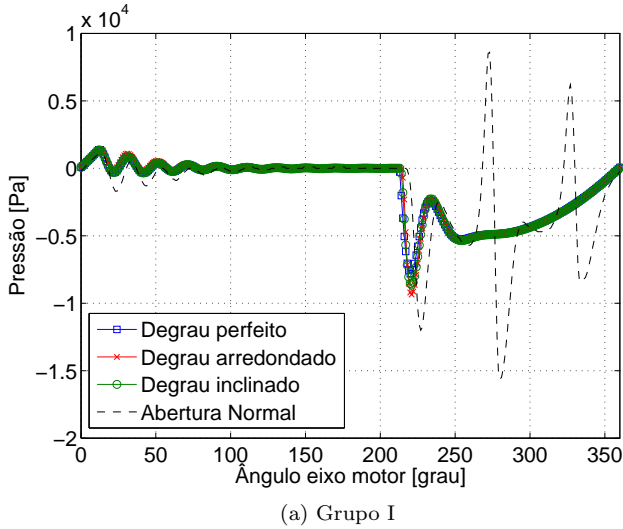


Figura 13: Pressões na câmara de sucção obtidas utilizando os movimentos prescritos válvula de sucção.

abertura normal proporcionado pela válvula automática. Por exemplo, os transientes observados em 276° e 331° encontrados na pressão da

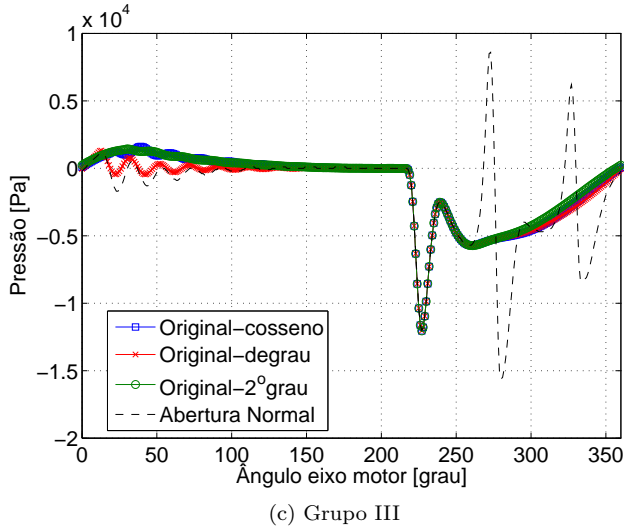
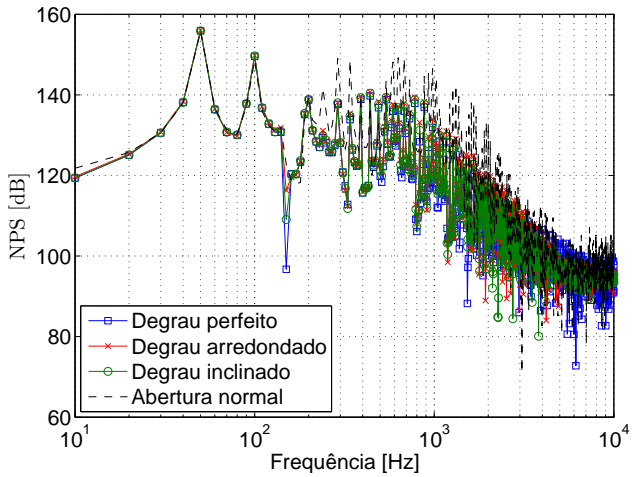


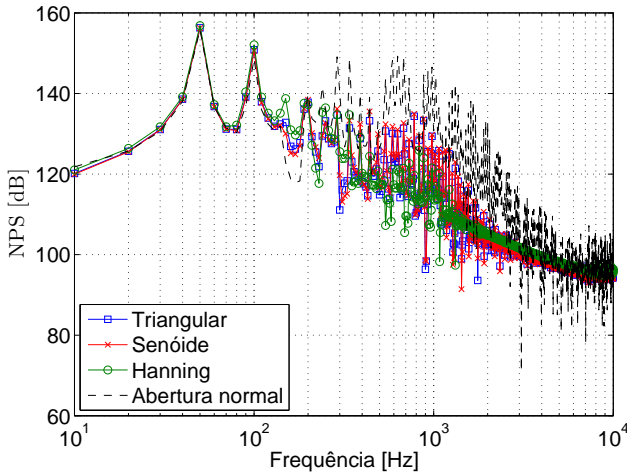
Figura 13: Pressões na câmara de sucção obtidas utilizando os movimentos prescritos válvula de sucção (Cont.).

câmara de sucção válvula automática não são presentes nos resultados obtidos para as curvas impostas.

A Fig. 13a mostra a pulsação obtida a partir da aplicação dos movimentos do grupo I sobre a válvula de sucção. Um forte transiente é observado em aproximadamente 213°, o qual é próximo ao instante definido para abertura da válvula para estes movimentos. Devido à alta aceleração na abertura imposta por este grupo, já no instante em que a pressão na câmara de sucção é maior que a pressão no cilindro, a válvula não impede a passagem do fluido refrigerante e este passa para dentro do cilindro e, conseqüentemente, diminui a pressão dentro da câmara de sucção. A amplitude do transiente de pressão na abertura da válvula, no entanto, é menor que a apresentada pela válvula automática. Como dito anteriormente, uma vez que o movimento da válvula para os movimentos prescritos não apresenta as várias aberturas e fechamentos da abertura normal, os resultados de pressão da câmara de sucção apresentam um comportamento mais suave em relação à válvula automática. Durante o fechamento é possível observar alguma oscilação na pressão, contudo não maiores do que a obtida para a válvula automática. A Fig. 14a apresenta o espectro na frequência da pressão da câmara de sucção obtida para os movi-



(a) Grupo I



(b) Grupo II

Figura 14: Espectro das pressões na câmara de sucção obtidas utilizando os movimentos prescritos sobre a válvula de sucção.

mentos do grupo I. Quando comparado ao espectro da válvula com abertura normal, observam-se menores amplitudes para praticamente

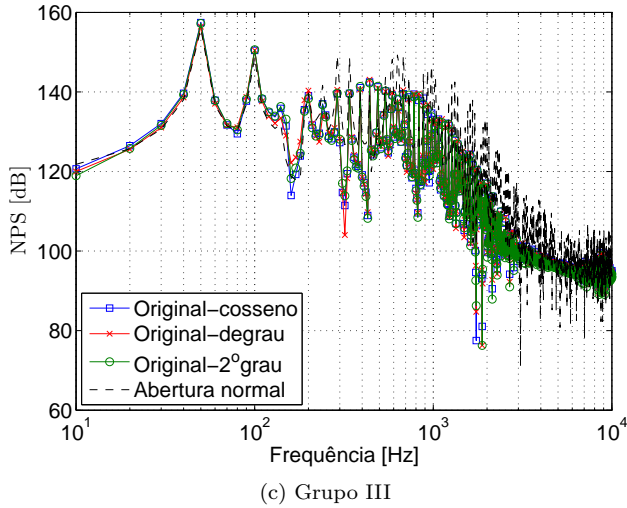


Figura 14: Espectro das pressões na câmara de sucção obtidas utilizando os movimentos prescritos sobre a válvula de sucção (Cont.).

toda a faixa de frequência analisada. Em frequências mais baixas, os resultados obtidos para este grupo são praticamente idênticos ao da válvula com abertura normal. Já para frequência ao redor de 1 kHz, as amplitudes para os movimentos do grupo I são menores quando comparadas às obtidas pela válvula com abertura normal. Para frequências maiores dentro da faixa analisada, entre 4 kHz e 7,1 kHz, as amplitudes do grupo I passam a serem maiores. O forte transiente observado na abertura observado na abertura da válvula para estes movimentos é de grande contribuição para este fato uma vez que excita energia em uma faixa maior na frequência.

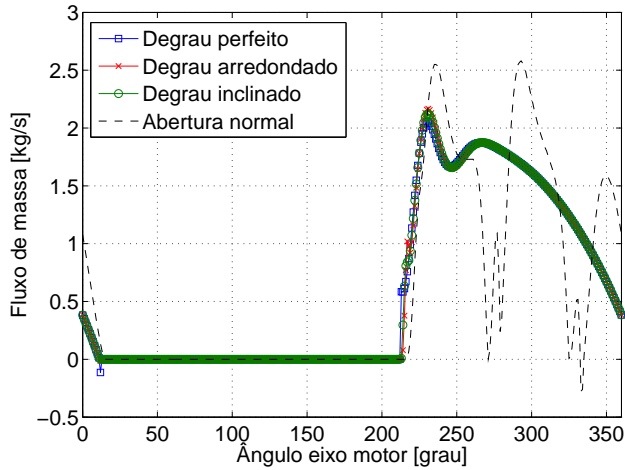
As pressões da câmara de sucção obtidas para movimentos prescritos do grupo II podem ser vistos na Fig. 13b. Como os movimentos deste grupo impõe uma menor aceleração sobre a válvula de sucção, o transiente obtido no momento em que a válvula é aberta é consideravelmente menor em relação ao obtido pela abertura normal, destacando-se o movimento Hanning, a qual resulta em um transiente mais suave em relação aos demais. Durante o período em que a válvula permanece aberta, a pressão da câmara de sucção apresenta um comportamento suave e durante o fechamento da válvula, alguma oscilação é observada. A partir do espectro obtido para as pressões da câmara de sucção

correspondente aos movimentos prescritos deste grupo, mostrado na Fig. 14b, observa-se que para a maior parte do domínio analisado é obtida uma atenuação na pressão com a modificação da curva da válvula de sucção. As curvas do grupo II apresentam amplitudes próximas às da válvula automática até aproximadamente 300 Hz, então a partir desta frequência apresenta pressões menores. Os movimentos Triangular e Senóide apresentam amplitudes cerca de 10 dB menores que a válvula automática. Já para o movimento Hanning, atenuações cerca de 20 dB são observadas na maior parte do espectro analisado. A natureza mais suave das pressões na câmara de sucção obtidas nas simulações considerando os movimentos prescritos deste grupo como movimento da válvula de sucção contribuíram para este resultado.

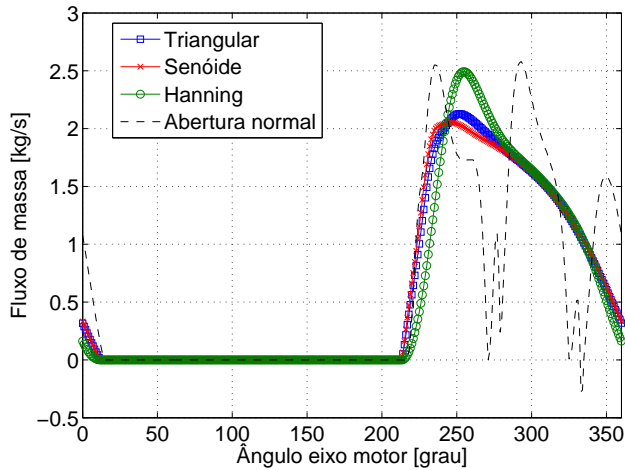
As pressões da câmara de sucção obtidas considerando os movimentos prescritos do grupo III sobre a abertura da válvula de sucção são mostradas na Fig. 13c. Uma vez que os movimentos deste grupo são abertos de forma análoga à válvula automática, as pressões da câmara de sucção obtidas para estes movimentos foram idênticas à pressão da câmara de sucção correspondente à abertura normal. As curvas passam a ser diferentes da obtida pela abertura normal a partir aproximadamente do ângulo 250°, momento em que a válvula atinge o ponto máximo. Após este ângulo, as pressões na câmara de sucção apresentam comportamento similar no intervalo em que a válvula permanece aberta, sem variações bruscas. Próximo ao fechamento, aproximadamente no ângulo 14°, os movimentos Original-cosseno e Original-2º grau apresentam um comportamento mais suave devido ao fechamento sem grandes variações da válvula. Já o movimento Original-degrau apresenta uma oscilação próxima à observada na válvula automática e nos movimentos do grupo I, provavelmente devido ao fechamento repentino imposto sobre a válvula. Analisando o espectro na frequência das pressões da câmara de sucção, mostrado na Fig. 14c, observa-se que os movimentos deste grupo apresentam atenuação para uma grande faixa do domínio analisado, com chegando a 10 dB em algumas frequências. De forma análoga aos demais grupos, em frequências mais baixas as amplitudes são próximas às obtidas com abertura normal.

### 2.3.2.2 Fluxo de Massa para Movimentos Prescritos

A Fig. 15 mostra o fluxo de massa do fluido refrigerante através do orifício de sucção. O fluxo obtido foi semelhante para os três grupos propostos, diferenciando do fluxo de massa obtido pela abertura nor-



(a) Grupo I



(b) Grupo II

Figura 15: Fluxo de massa através do válvula de sucção obtidos para os movimentos prescritos e para a abertura normal.

mal pois em todas os movimentos prescritos a válvula é mantida aberta até o completo fechamento. Este comportamento não é observado na

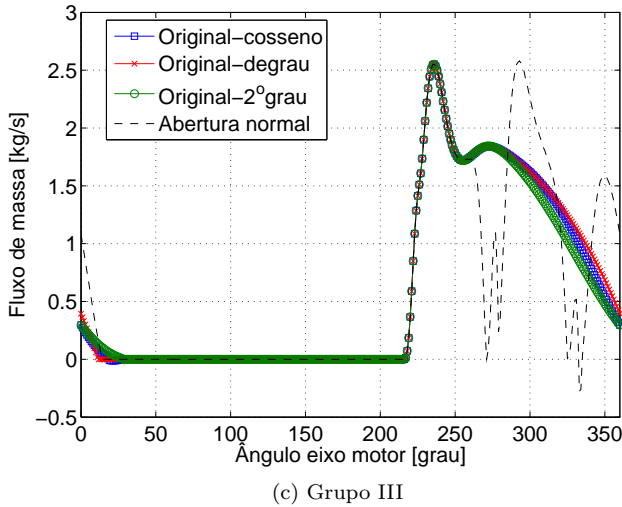


Figura 15: Fluxo de massa através da válvula de sucção obtidos para os movimentos prescritos e para a abertura normal (Cont.).

válvula automática já que esta é fechada em aproximadamente  $275^\circ$  e  $325^\circ$ , interrompendo o fluxo de massa do fluido para o cilindro. O grupo I apresentou um fluxo de massa maior na abertura da válvula, posto que a mesma é aberta em um instante anterior à válvula automática. Já durante o fechamento, o movimento degrau perfeito apresenta um pequeno refluxo, fenômeno não presente para as demais. Os movimentos do grupo II apresentaram um comportamento similar aos do grupo I. Para os movimentos Triangular e Senóide, o fluxo de massa foi similar ao longo da abertura da válvula. Já para o movimento Hanning, uma vez que este impõe uma abertura mais lenta para a válvula de sucção, o fluxo de massa é inferior aos demais entre os ângulos  $215^\circ$  e  $240^\circ$ , passando a ser maior entre  $240^\circ$  e  $280^\circ$ . Os fluxos de massa obtidos para os movimentos do grupo III, por sua vez, apresentaram um comportamento idêntico ao da válvula automática até o ângulo  $260^\circ$  devido às curvas de abertura serem iguais até este ângulo. A partir de então, as curvas de fluxo de massa do grupo III passam a diferir da obtida pela válvula automática. Embora o movimento Original-degrau mantenha a amplitude de abertura constante durante o período no qual a válvula permanece aberta, o fluxo de massa deste movimento não difere consideravelmente dos demais, apresentando fluxo de massa si-



milar. O movimento Original-2º grau sobre a válvula de sucção resulta em um fluxo de massa com amplitudes um pouco menores em relação aos outros dois movimentos deste grupo, visto que esta impõe menores amplitudes de deslocamento sobre a válvula de sucção em relação às demais.

### 2.3.2.3 Forças Para Movimentos Prescritos

Uma importante característica para a aplicação do controle do movimento da válvula são as forças envolvidas. Logo, o conhecimento das forças necessárias para alterar o movimento da válvula de sucção é desejado. Para obtenção da força necessária para alterar o movimento da válvula de sucção de sucção, denominada aqui força de atuação ( $f_{at}$ ), é realizado o somatório de forças sobre a válvula de sucção em cada passo da simulação do compressor. Assim, a partir das Eqs. (2.2) e (2.8), tem-se:

$$f_{at}[n] = m_{eq}\ddot{h}[n] + c_{eq}\dot{h}[n] + k_{eq}h[n] - f_p[n] , \quad (2.11)$$

sendo que os valores de  $\ddot{h}$  e  $\dot{h}$  são obtidos a partir do método das diferenças finitas, como mostrado nas Eqs. (2.12) e (2.13). A variável  $n$  representa o passo da simulação do compressor e as constantes  $m_{eq}$ ,  $c_{eq}$  e  $k_{eq}$  representam a massa equivalente da válvula, amortecimento equivalente da válvula, rigidez equivalente da válvula, respectivamente. Já  $f_p[n]$  representa força gerada pela diferença de pressão através da válvula para o passo  $n$ . Já  $\Delta t$  utilizado nas Eqs. (2.12) e (2.13) é o incremento no tempo da simulação do compressor. Tem-se que:

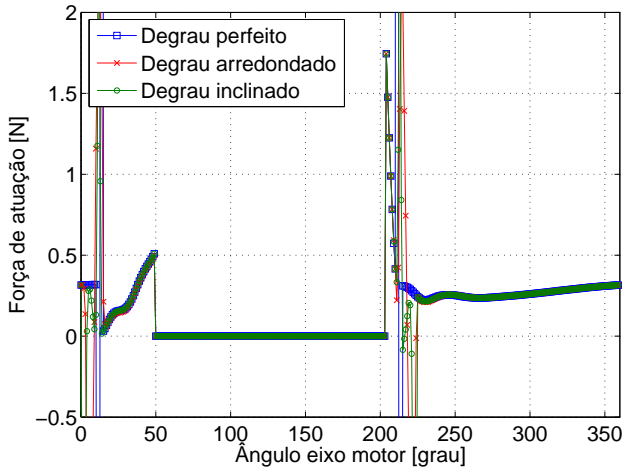
$$\dot{h}[n] = \frac{h[n] - h[n-1]}{\Delta t} \quad (2.12)$$

$$\ddot{h}[n] = \frac{h[n+1] - 2h[n] + h[n-1]}{\Delta t^2} , \quad (2.13)$$

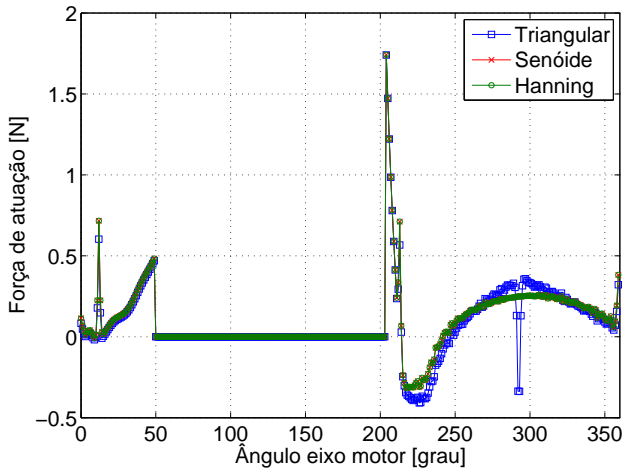
sendo  $n$  e  $\Delta t$  o passo no domínio discreto da simulação e o incremento no tempo entre cada passo utilizado na simulação, respectivamente.

Utilizando o que foi exposto, as forças de atuação obtidas para geração dos movimentos prescritos sobre a válvula de sucção podem ser vistas na Fig. 16.

Os resultados de força de atuação obtidos a partir da aplicação dos movimentos do grupo I mostram que uma grande força é necessária para impor os deslocamentos desejados. O movimento degrau per-



(a) Grupo I



(b) Grupo II

Figura 16: Força de atuação necessária para gerar os movimentos prescritos.

feito, por exemplo, impõe uma descontinuidade sobre o deslocamento da válvula de sucção, o que gera uma aceleração muito alta. Uma vez

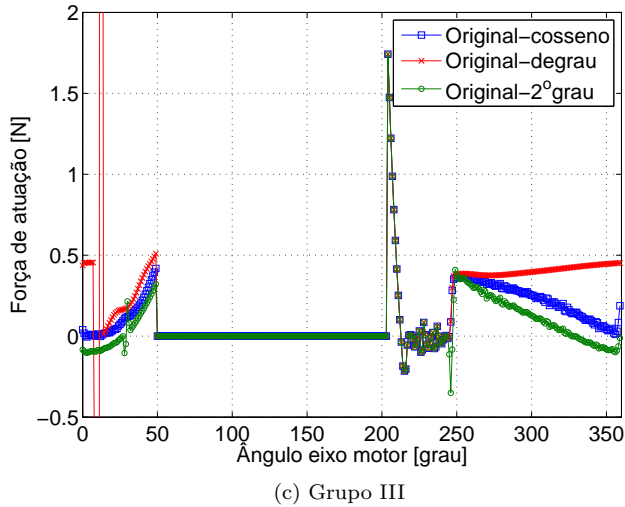


Figura 16: Força de atuação necessária para gerar os movimentos prescritos (Cont.).

aberta, os três movimentos apresentam comportamento contínuo, influenciado principalmente pela rigidez equivalente modelo utilizado para a válvula de sucção. Já no fechamento é observado um fenômeno similar ao da abertura, resultando em forças de atuação altas. As forças de atuação para a geração dos movimentos do grupo II, mostradas na Fig. 16b, apresentam um comportamento similar: durante a abertura da válvula a força de atuação é negativa e por volta de  $240^\circ$  passa a ser positiva. Este sentido negativo da força se deve ao fato de que os movimentos deste grupo impõem amplitudes na abertura menores em relação à válvula automática e ainda ao fato de que a força gerada pela diferença de pressão entre a câmara de sucção e o cilindro ser grande no momento em que a válvula é aberta. Para a geração destes movimentos um atuador deve gerar forças nos dois sentidos uma vez que as amplitudes no sentido negativo são comparáveis às do sentido positivo. Observa-se ainda nos três movimentos uma pequena descontinuidade durante o fechamento, com amplitudes maiores do que no restante da atuação. Para a geração do movimento Original-degrau, a força de atuação é mantida em um valor próximo de 0,4 N durante o intervalo de tempo em que permanece aberta e uma descontinuidade é observada durante o fechamento da válvula. Já a força de atuação para a

geração do movimento Original-cosseno apresenta um comportamento mais suave em relação às demais. As amplitudes da força de atuação obtidas para o movimento Original-cosseno são apenas positivas, fato que pode ser de grande interesse pois permite a aplicação de um atuador que atue em apenas um sentido. Para o movimento Original-2º grau, a força apresenta um comportamento contínuo, sem variações bruscas.

#### 2.3.2.4 Resultados de Pressão Externa

Para obtenção da pressão sonora externa é utilizado o procedimento mostrado na Seção 2.2. A pressão sonora obtida num ponto fora do compressor é um indicativo da potência sonora irradiada pelo compressor para cada movimento prescrito sobre a válvula de sucção. Assim, as pressões obtidas na câmara de sucção para as diferentes aberturas são multiplicados pela função de transferência associada ao caminho de propagação muffler de sucção → cavidade → carcaça → pressão externa, mostrada na Fig. 7. A Fig. 17 mostra os resultados de pressão externa em banda estreita obtidos para as diferentes aberturas. Para uma melhor visualização dos resultados de nível de pressão sonora no ponto externo, a Fig. 18 apresenta estes resultados em banda larga, uti-

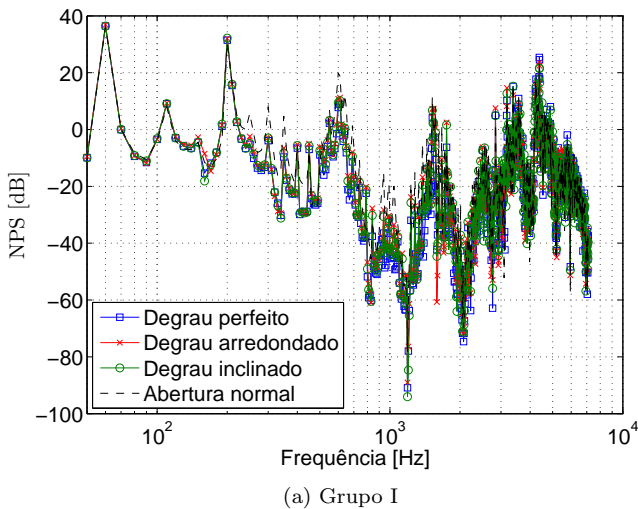


Figura 17: Espectro da pressão sonora fora do compressor.

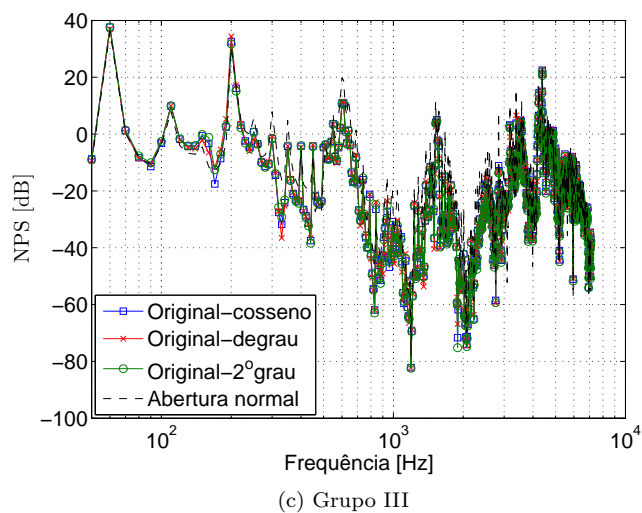
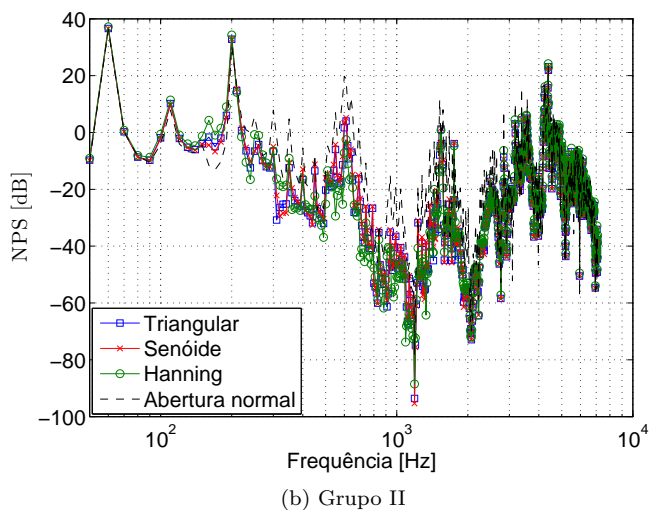


Figura 17: Espectro da pressão sonora fora do compressor (Cont.).

lizando um filtro de terço de oitava e ainda na última coluna é mostrado o ruído global referente ao domínio considerado. No cálculo de  $RG$  a primeira banda considerada nos cálculos foi a banda de 80 Hz. A banda de 60 Hz é desconsiderada pois a mesma não apresenta grandes variações na modificação da abertura da válvula e seu alto valor tende a “mascarar” as demais bandas. É possível notar que para diversas bandas (250 Hz, 315 Hz, 500 Hz, 630 Hz, 1600 Hz, 3150 Hz) todas as diferentes aberturas da válvula de sucção resultaram em significativas atenuações, chegando a mais de 20 dB na banda de 630 Hz para a curva Hanning . Para frequências mais baixas, isto é, até a banda de 200 Hz, o nível de pressão sonora para as curvas modificadas são maiores. Estes resultados mostram que a modificação na abertura da válvula de sucção resulta em diferentes respostas no ruído final. Assim, a partir da utilização de uma abertura adequada, menores níveis de ruído podem ser conseguidos para o funcionamento do compressor.

A tabela Tab. 6 expõe os resultados de nível de pressão sonora no ponto fora do compressor.

Tabela 6: Resultados de nível de pressão sonora no ponto fora do compressor obtidos para diferentes movimentos de abertura da válvula de sucção. A coluna Variação refere-se à diferença entre o NPS da abertura normal e o NPS da abertura modificada.

Frequência [Hz]	Abertura Normal		Degrau perfeito [dB]		Degrau arredondado [dB]		Degrau inclinado [dB]		Triangular [dB]		Senóide [dB]		Hanning [dB]		Original- coseno [dB]		Original- NPS		Original- 2° grau [dB]	
	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação
63	36.20	36.21	0.01	-0.72	36.40	0.20	36.25	0.05	36.62	0.42	36.55	0.35	37.19	0.99	37.76	1.56	36.74	0.54	37.54	1.34
80	-8.40	-9.12	-0.72	-9.16	-0.76	-9.03	-0.63	-8.67	-0.26	-8.72	-0.31	-8.08	0.32	-8.12	0.28	-8.25	0.15	-7.81	0.59	
100	8.26	9.23	0.97	9.41	1.14	9.30	1.04	10.49	2.22	10.21	1.94	11.73	3.46	10.01	1.75	10.08	1.82	10.18	1.92	
125	-2.17	-1.53	0.64	-1.18	0.98	-1.46	0.71	-0.36	1.81	-0.60	1.57	0.83	3.00	0.16	2.33	-0.60	1.57	0.25	2.41	
160	-3.25	-4.63	-1.38	-3.71	-0.46	-4.43	-1.18	1.48	4.73	-0.22	3.03	6.27	9.52	1.47	4.72	-0.46	2.78	2.49	5.73	
200	30.70	31.96	1.26	32.17	1.47	32.24	1.54	32.92	2.22	33.03	2.33	34.36	3.66	32.34	1.64	34.72	4.02	31.95	1.25	
250	8.40	0.20	-8.20	0.94	-7.46	0.49	-7.91	0.19	-8.20	0.45	-7.95	3.00	-5.40	4.49	-3.91	3.01	-5.39	4.10	-4.30	
315	10.16	-1.94	-12.10	-1.33	-11.49	-1.48	-11.64	-4.66	-14.82	-3.24	-13.40	-3.25	-13.41	0.73	-9.43	1.47	-8.69	0.84	-9.32	
400	-2.28	-5.78	-3.50	-5.12	-2.84	-5.40	-3.12	-13.53	-11.26	-11.06	-8.79	-13.90	-11.62	-3.78	-1.50	-4.17	-1.89	-3.57	-1.29	
500	8.83	4.01	-4.82	4.98	-3.85	4.64	-4.19	-3.64	-12.47	-1.83	-10.66	-9.67	-18.50	6.46	-2.37	6.47	-2.36	6.39	-2.44	
630	23.69	12.15	-11.54	13.57	-10.11	13.01	-10.68	6.84	-16.84	8.17	-15.52	-0.35	-24.04	14.77	-8.92	15.26	-8.43	14.58	-9.11	
800	-9.39	-17.70	-8.31	-16.22	-6.83	-16.87	-7.48	-22.61	-13.22	-21.89	-12.49	-28.65	-19.25	-13.94	-4.55	-14.26	-4.87	-13.64	-4.24	
1000	-10.53	-28.26	-17.72	-25.46	-14.92	-26.75	-16.22	-29.93	-19.39	-29.36	-18.83	-33.51	-22.97	-21.73	-11.20	-20.76	-10.23	-21.23	-10.69	
1250	-3.77	-23.48	-19.72	-17.93	-14.17	-20.27	-16.50	-23.51	-19.74	-22.49	-18.72	-29.29	-25.53	-15.83	-12.06	-15.13	-11.37	-15.77	-12.01	
1600	14.80	4.17	-10.62	9.44	-5.36	6.92	-7.88	4.57	-10.23	5.21	-9.59	3.75	-11.05	9.85	-4.95	9.91	-4.89	9.49	-5.31	
2000	-13.03	-21.84	-8.82	-18.22	-5.20	-20.10	-7.07	-27.83	-14.80	-27.50	-14.47	-27.04	-14.02	-20.22	-7.19	-20.28	-7.25	-20.35	-7.32	
2500	2.60	-5.99	-8.59	-2.94	-5.53	-4.90	-7.49	-9.79	-12.38	-9.86	-12.46	-8.79	-11.39	-8.91	-11.51	-9.04	-11.64	-9.50	-12.10	
3150	18.44	15.40	-3.03	14.95	-3.49	14.46	-3.98	10.49	-7.94	10.42	-8.02	11.78	-6.66	10.61	-7.83	10.46	-7.98	9.85	-8.58	
4000	28.28	28.95	0.67	25.67	-2.61	26.56	-1.72	27.12	-1.16	26.99	-1.29	28.16	-0.12	26.59	-1.69	26.57	-1.71	25.72	-2.56	
5000	16.68	15.34	-1.35	14.57	-2.11	13.91	-2.77	14.47	-2.21	14.34	-2.34	15.66	-1.03	14.17	-2.52	14.11	-2.57	13.41	-3.27	
6300	5.88	4.40	-1.48	3.89	-1.99	4.01	-1.87	4.45	-1.43	4.32	-1.56	5.55	-0.33	4.06	-1.82	4.06	-1.82	3.32	-2.56	
RG	33.56	33.92	0.36	33.28	-0.28	33.49	-0.07	34.06	0.50	34.12	0.56	35.41	1.84	33.57	0.01	35.47	1.91	33.09	-0.47	

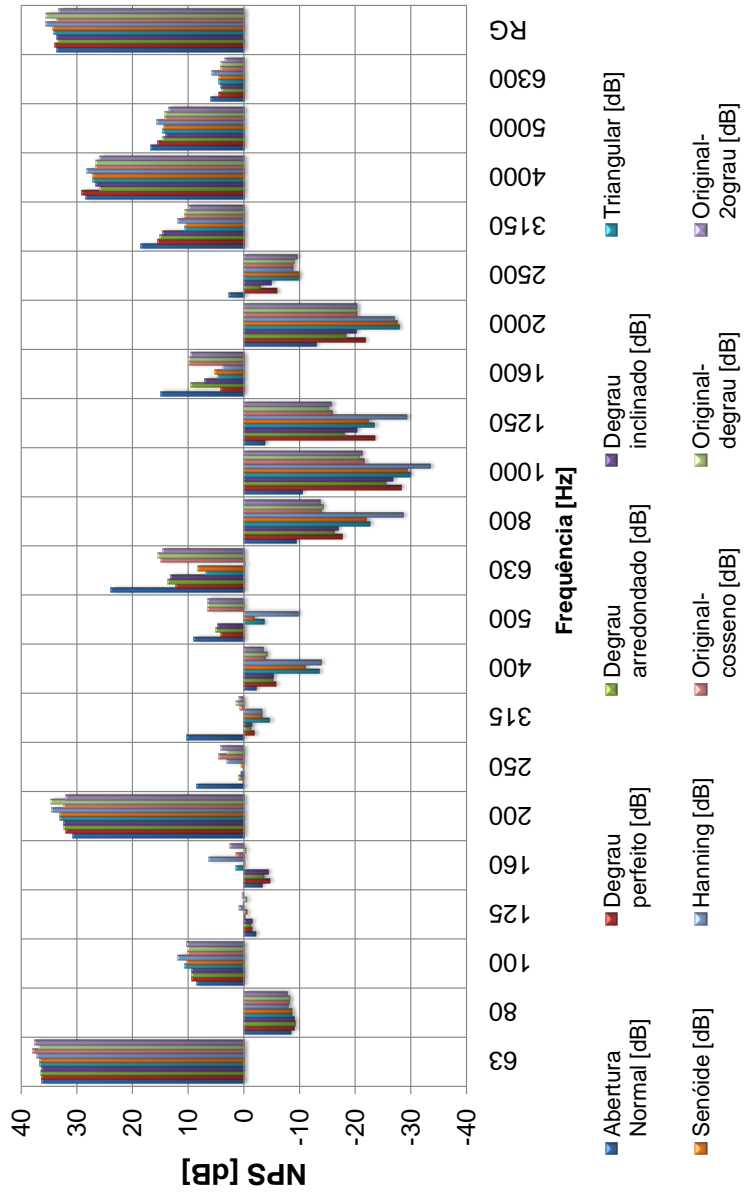


Figura 18: Resultado de pressão sonora fora do compressor em banda larga utilizando filtro de um terço de oitava.



### 2.3.2.5 Eficiência

A eficiência energética de operação também é uma importante informação na modificação do movimento da válvula de sucção. Os resultados de eficiência  $COP$  obtidos na simulação do compressor utilizando movimentos prescritos são mostrados na Fig. 19.

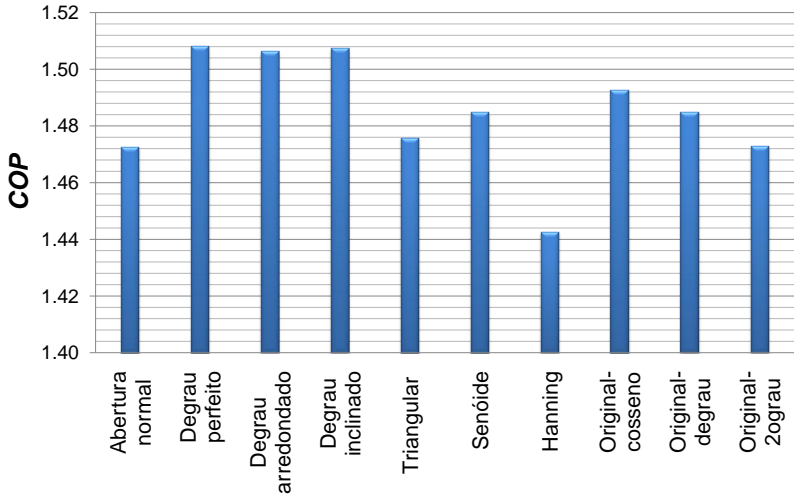


Figura 19: Resultado da eficiência  $COP$  para cada movimento prescrito sobre a válvula de sucção.

Com exceção do movimento Hanning, todos os movimentos apresentaram valor de  $COP$  maior que o obtido pela válvula automática. Os movimentos do grupo I obtiveram eficiências 2 % maiores que a válvula automática. Nos movimentos do grupo III destaca-se o movimento Original-cosseno, a qual apresentou um  $COP$  1,37 % maior em relação à válvula automática.

O valor calculado pela eficiência  $COP$  não considera a energia consumida para geração da força de atuação, ou seja, o valor de  $COP$  para a válvula de sucção com um movimento alterado é menor do que o apresentado. No entanto, o resultados apresentado na Fig. 19 servem como referência do quanto um movimento modificado da válvula de sucção afeta na eficiência do compressor.

Nesta seção foi verificado que o movimento de abertura da válvula de sucção possui grande influência sobre a pulsação da câmara de

sucção. Dependendo do movimento de abertura na válvula de sucção, maiores ou menores níveis de pressão sonora são obtidos em determinadas bandas de frequência.

Logo, um estudo da alteração do movimento da válvula de sucção empregando algoritmos mais sofisticados do que a simples tentativa-e-erro pode ser interessante. Assim, na próxima seção será realizado uma análise da modificação do movimento de abertura da válvula de sucção utilizando otimização para obtenção de menores níveis de ruído final sem comprometer a eficiência energética do compressor.

### 2.3.3 Otimização do Movimento da Válvula de Sucção

Na seção 2.3.2, curvas previamente determinadas foram impostas sobre o movimento da válvula de sucção durante a simulação do funcionamento do compressor. Os resultados são obtidos e comparados de modo a selecionar uma curva que apresente melhor desempenho para ser escolhida como referência do movimento da válvula de sucção. Esta determinação da curva por tentativa-e-erro, contudo, na maioria dos casos não é a mais eficiente. A aplicação de métodos matemáticos para obtenção de uma curva ótima torna-se de grande interesse. Uma ferramenta bastante utilizada na solução de problemas diversos é otimização. Na presente subseção é realizada uma análise de otimização com o intuito de encontrar uma abertura para a válvula de sucção que resulte em uma melhor eficiência energética do compressor e reduza o ruído por este gerado.

#### 2.3.3.1 Breve Introdução à Otimização

Otimização é uma metodologia pela qual se tenta melhorar o desempenho de determinado produto ou processo por meio da minimização ou maximização de um ou mais parâmetros. Dentre as técnicas de otimização existentes, os algoritmos evolutivos vêm se destacando como sendo uma técnica eficiente e efetiva de otimização (SILVA, 2004). Os algoritmos evolutivos são chamados de otimizadores de base estocástica, não significando que a busca por um resultado ótimo seja feita de uma maneira aleatória, mas que os algoritmos possuem elementos randômicos responsáveis pela realização de um procura diversificada (FURUKAVA, 2009).

Neste trabalho foi utilizado o Método dos Algoritmos Genéticos

(AG). Este é um método de busca baseado nos mecanismos de evolução natural e na genética. Em AG, uma população de possíveis soluções para o problema em questão evolui de acordo com operadores probabilísticos concebidos a partir de metáforas biológicas, de modo que há uma tendência de que, na média, os indivíduos representem soluções cada vez melhores à medida que o processo evolutivo continua (RU, 1995).

As principais vantagens da aplicação do método dos Algoritmos Genéticos são:

- independência do domínio: Os AGs trabalham sobre a codificação do problema, de tal forma que é possível elaborar um programa computacional geral para resolver muitos problemas de otimização diferentes;
- não linearidade: Enquanto as técnicas de otimização convencionais se baseiam em suposições irrealistas de linearidade, convexidade e diferenciabilidade, entre outras, os AGs não utilizam nenhuma dessas suposições;
- robustez: Como consequência da independência de domínio e da não linearidade, os AGs podem resolver uma diversidade de tipos de problemas, bem como podem trabalhar com funções não-lineares;
- facilidade de modificação: As modificações em um AG a fim de modelar variações do problema original são muito fáceis de ser implementadas, diferentemente de muitas outras heurísticas;
- natureza paralela: Um AG possui natureza tal que facilita a efetivação de implementações com processamento paralelo. Por exemplo, assumindo substituição em bloco, a aptidão de cada cromossomo poderia ser calculada em paralelo, reduzindo o tempo de processamento de cada geração.

Para maiores informações sobre Algoritmos Evolutivos e AGs recomenda-se a consulta das seguintes referências: (LACERDA E. G. M. DE, 1999; GOLDBERG, 1989; RU, 1995; BASTOS, 2004; FURUKAVA, 2009; SILVA, 2004; SUN, 2006).

### 2.3.3.2 Implementação do Algoritmo Genético na Otimização do Movimento da Válvula de Sucção

Para a implementação da análise de otimização através da utilização do método dos Algoritmos Genéticos, o programa computacional modeFRONTIER<sup>®</sup>, na versão 4.2.1b, foi utilizado. O modeFRONTIER<sup>®</sup> além de oferecer uma ampla gama de algoritmos de otimização, apresenta uma interface gráfica amigável e permite a interação com outros softwares, tais como o MATLAB<sup>®</sup>, EXCEL<sup>®</sup> etc.

A princípio, o objetivo desta análise é encontrar uma curva de abertura para a válvula de sucção que, aplicada à simulação do funcionamento do compressor, atenda três objetivos:

- minimizar o valor do ruído global  $RG$ ;
- maximizar a eficiência  $COP$  e
- minimizar a força de atuação  $f_{at}$  necessária para a geração da curva.

No caso da minimização de  $f_{at}$ , o valor médio quadrático ou RMS<sup>1</sup> da mesma foi utilizado como parâmetro a ser minimizado na otimização. Matematicamente, o valor RMS ( $\gamma_{rms}$ ) de uma função contínua  $\gamma$  é encontrado através de:

$$\gamma_{rms} = \lim_{T \rightarrow \infty} \left( \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \gamma^2(t) dt} \right). \quad (2.14)$$

No caso de um vetor discreto com  $N$  valores  $\{\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_N\}$ , tem-se que:

$$\gamma_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \gamma_i^2}. \quad (2.15)$$

Uma curva parametrizada para a abertura da válvula de sucção é construída e obtida por meio de 14 variáveis conforme descrito na Tab. 7 e, de forma gráfica, na Fig. 20.

A Fig. 21 apresenta um diagrama descrevendo o fluxo utilizado na análise. Primeiramente, o modeFRONTIER<sup>®</sup> gera a população de indivíduos estabelecendo valores para os 14 parâmetros gerados através

---

<sup>1</sup> Acrônimo do termo em inglês *Root Mean Square*.

Tabela 7: Parâmetros utilizados na análise de otimização.

Parâmetro	Descrição	Domínio
$T_{ab}$	Ângulo no qual a válvula de sucção começa a abrir.	$[190^\circ \ 220^\circ]$
$T_{fe}$	Ângulo no qual a válvula de sucção está completamente fechada.	$[0^\circ \ 30^\circ]$
$y_1$	Valor da abertura no instante $T_{ab} + \frac{T_{fe}+360-T_{ab}}{12}$ .	$[0 \text{ mm} \ 3 \text{ mm}]$
$y_2$	Valor da abertura no ângulo $T_{ab} + 2\frac{T_{fe}+360-T_{ab}}{12}$ .	$[0 \text{ mm} \ 3 \text{ mm}]$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$y_{12}$	Valor da abertura no ângulo $T_{ab} + 12\frac{T_{fe}+360-T_{ab}}{12}$ .	$[0 \text{ mm} \ 3 \text{ mm}]$

Tabela 8: Parâmetros utilizados no modeFRONTIER<sup>®</sup> na análise de otimização.

Parâmetro	Valor
População	100
Seleção	0,05
Cruzamento	0,6
Mutação	0,005

do algoritmo genético. Num passo seguinte, cada indivíduo é simulado. Para tanto, uma curva é obtida a partir dos parâmetros do indivíduo e em seguida enviada ao RECIPI, o qual considera esta curva como abertura da válvula de sucção. Ao término da simulação, os resultados são lidos por meio de um script do MATLAB<sup>®</sup> e são calculados os valores de RG e o valor RMS de  $f_{at}$ . Então, os resultados de  $COP$ ,  $RG$  e  $f_{at_{rms}}$  são lidos pelo modeFRONTIER<sup>®</sup>, onde a análise de otimização é realizada. O fluxo criado dentro do modeFRONTIER<sup>®</sup> para otimização da curva de abertura da válvula de sucção é visto na Fig. 22.

A escolha dos parâmetros da análise é de extrema importância para que esta obtenha sucesso. Não existe uma unanimidade entre os autores em relação à valores ideais de probabilidade (GONÇALVES, 2010; LOPES, 2006a). Os parâmetros da otimização são mostrados na Tab. 8.

Realizada a análise de otimização, a Fig. 23 mostra os resul-

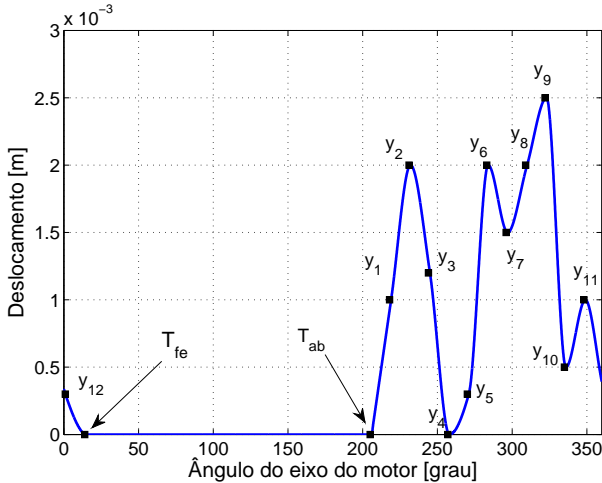


Figura 20: Curva mostrando os parâmetros utilizados na geração da curva otimizada.

tados do  $RG$  fora do compressor,  $COP$  e valor RMS da  $f_{at}$  para os indivíduos gerados. No total 3626 indivíduos em 120 gerações foram analisados pelo algoritmo. Nota-se certa dispersão dos resultados nos três objetivos, sinalizando que a presença de uma mutação possa resultar em resultados indesejados. No entanto, na média, os três objetivos apresentam convergência. No caso do ruído global fora do compressor, mostrado na Fig. 23a, ao longo das gerações é verificada uma queda no valor de  $RG$  ainda que mesmo próximo aos indivíduos observa-se certa dispersão. Já no caso da  $f_{at_{rms}}$ , uma certa convergência em torno de 0,2 N é observada em grande parte dos indivíduos. O mesmo resultado é observado para o  $COP$ , onde é obtida uma eficiência próxima a 1,51 ainda que também seja observada certa dispersão em alguns indivíduos.

Os indivíduos das últimas gerações convergem para a curva mostrada na Fig. 24. A curva impõe uma abertura anterior à obtida através da válvula automática, em  $212^\circ$ , permanecendo aberta com uma amplitude entre 1,5 mm e 2,0 mm até meados de  $320^\circ$ , quando é observado que a curva tende a fechar e por volta de  $350^\circ$  volta a abrir para fechar completamente em  $14^\circ$  do ciclo seguinte, o qual é praticamente o mesmo ângulo de fechamento da abertura normal.

Realizando a simulação numérica do compressor considerando como movimento da válvula de sucção a curva obtida através da oti-

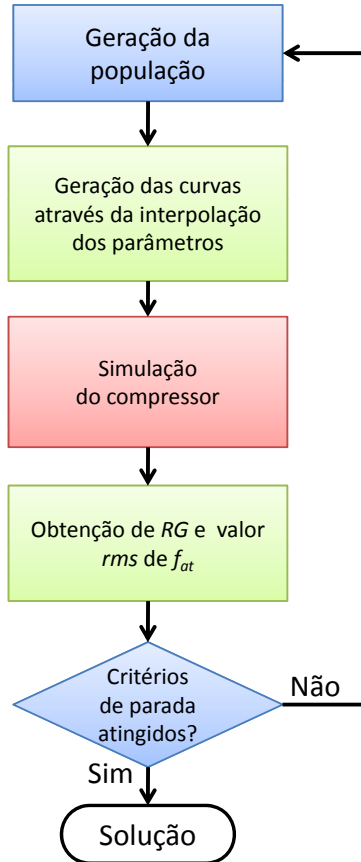


Figura 21: Fluxo da adotado para a otimização. Os blocos em azul são os processos realizados no modeFRONTIER<sup>®</sup>. Em vermelho no RECIP e em verde, no MATLAB<sup>®</sup>.

mização, os resultados são obtidos e mostrados na Fig. 25.

A pressão na câmara de sucção obtida para a curva otimizada apresenta um forte transiente no momento da abertura, por volta de 212°. No entanto, a amplitude deste transiente obtido é menor em relação ao resultado da válvula automática. Também não são observados os transientes na pressão em 260° e 330° presentes na válvula automática. A partir do espectro da pressão no domínio da frequência é observada uma atenuação de aproximadamente 10 dB em frequências

Tabela 9: Comparação entre os níveis de pressão sonora da abertura normal e da curva otimizada.

Frequência [Hz]	Abertura Normal [dB]	Curva Otimizada [dB]	
		NPS	Variação
63	36.20	36.34	0.14
80	-8.40	-9.09	-0.69
100	8.26	9.45	1.19
125	-2.17	-1.11	1.05
160	-3.25	-3.61	-0.36
200	30.70	31.28	0.57
250	8.40	1.25	-7.15
315	10.16	-1.91	-12.08
400	-2.28	-4.47	-2.19
500	8.83	5.15	-3.68
630	23.69	11.54	-12.15
800	-9.39	-16.31	-6.92
1000	-10.53	-24.77	-14.24
1250	-3.77	-21.42	-17.66
1600	14.80	5.48	-9.31
2000	-13.03	-21.35	-8.32
2500	2.60	-5.83	-8.43
3150	18.44	13.85	-4.59
4000	28.28	26.04	-2.24
5000	16.68	12.87	-3.81
6300	5.88	2.70	-3.18
<i>RG</i>	33.56	32.63	-0.94





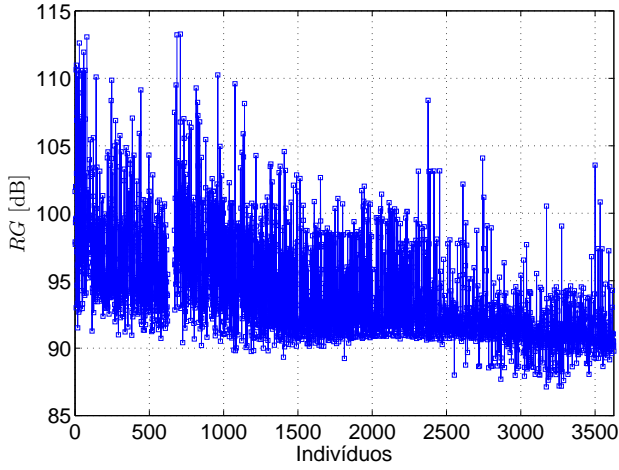
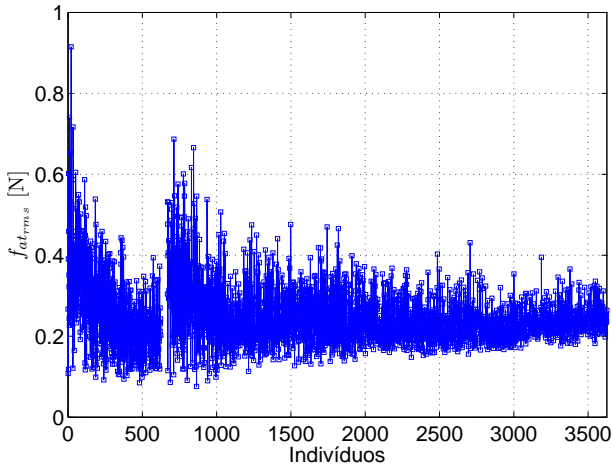
(a) Minimização de  $RG$ (b) Minimização de  $f_{atrms}$ 

Figura 23: Resultados da análise de otimização realizada.

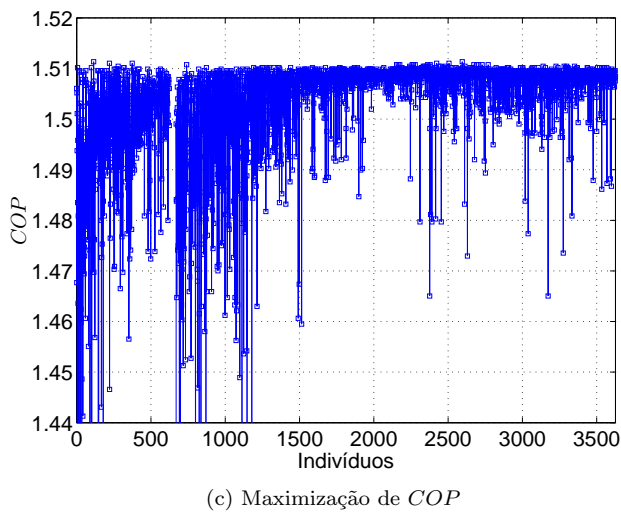


Figura 23: Resultados da análise de otimização realizada (Cont.).

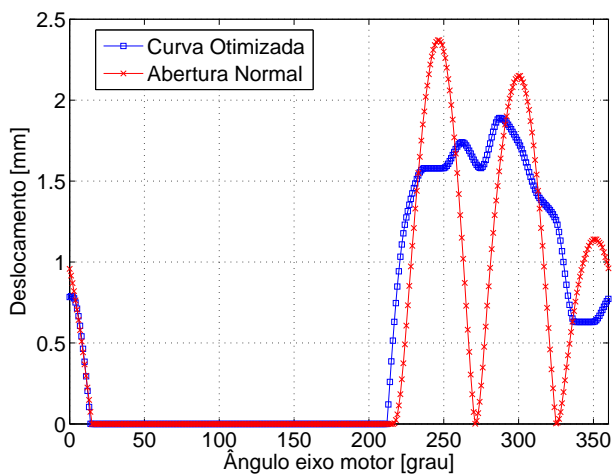
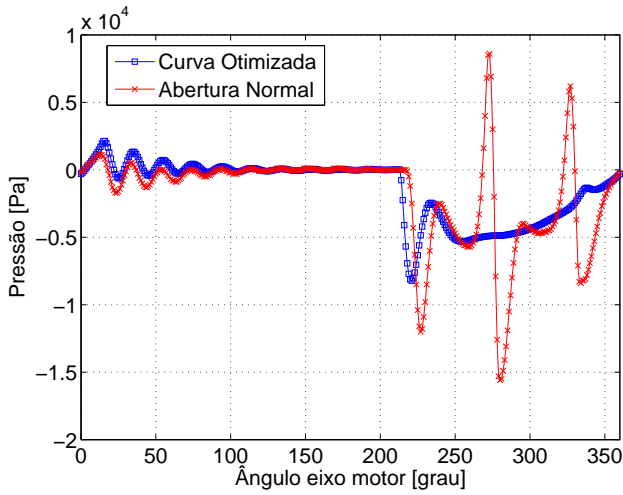
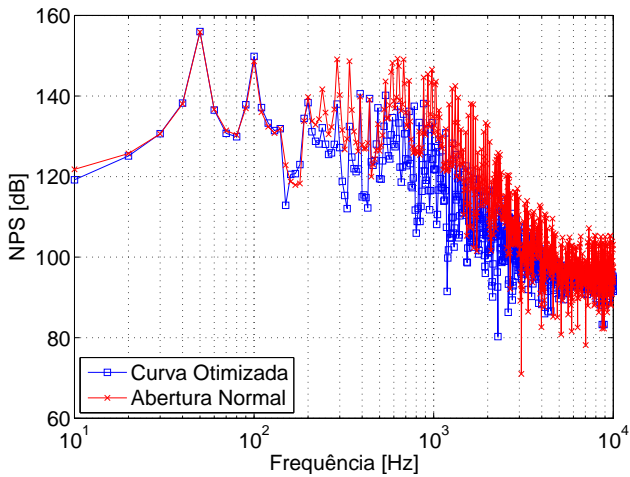


Figura 24: Curva obtida na análise de otimização.

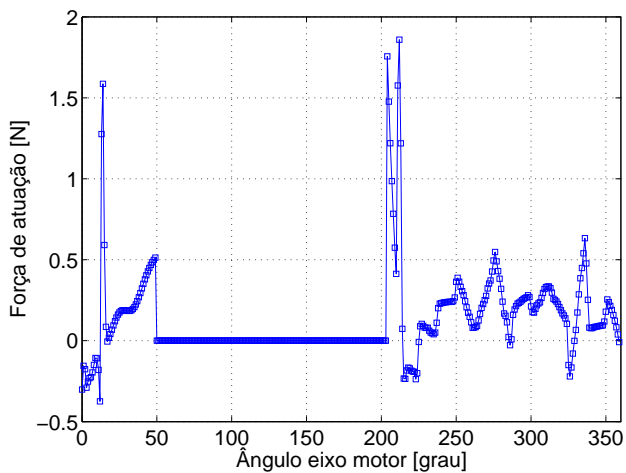
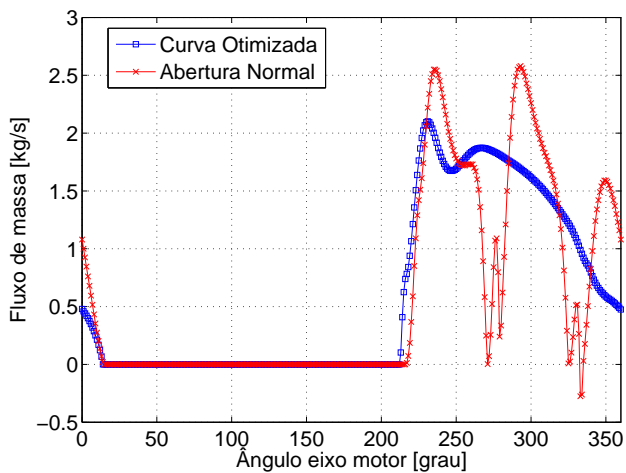


(a) Pulsação na Câmara de Sucção - Tempo



(b) Pulsação na Câmara de Sucção - Frequência

Figura 25: Resultados da simulação considerando abertura da válvula de sucção segundo curva obtida através da otimização.

(c) Força de atuação -  $f_{at}$ 

(d) Fluxo de Massa

Figura 25: Resultados da simulação considerando abertura da válvula de sucção segundo curva obtida através da otimização (Cont.).

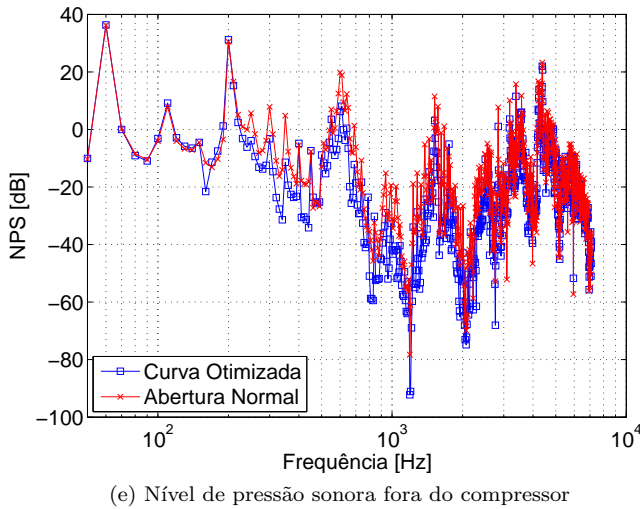


Figura 25: Resultados da simulação considerando abertura da válvula de sucção segundo curva obtida através da otimização (Cont.).

parte da faixa considerada, podendo destacar 100 Hz – 1000 Hz onde atenuações da ordem 10 dB são observadas. Este resultado pode ser visto na Tab. 9.

No que diz respeito à eficiência, a curva otimizada resultou num valor de  $COP$  igual a 1,51, ou seja, um valor 2,7 % maior em relação à abertura normal. Este valor, contudo, não considera o valor da potência elétrica consumida para gerar o movimento otimizado sobre a válvula de sucção. Em comparação aos resultados obtidos de pressão, o ganho de eficiência obtido para a curva otimizada foi pequeno. Este resultado pode ser considerado um indicativo que um movimento modificado da válvula de sucção deve buscar uma redução nos níveis de ruído associados a este caminho de transmissão procurando ainda não prejudicar significativamente a eficiência do compressor.

## 2.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foi avaliada a potencialidade da modificação do movimento de abertura da válvula de sucção. Através de simulações, diferentes movimentos foram prescritos sobre a abertura da válvula e

os resultados de pressão da câmara de sucção,  $COP$ , forças e pressão externa foram obtidos e comparados aos obtidos pela abertura normal obtida pela válvula automática. Ainda foi realizada uma análise de otimização a fim de encontrar uma abertura otimizada que resulte em um aumento na eficiência energética e numa diminuição no ruído.

Ao fim da análise é observado que já para os movimentos prescritos mostrados na Seção 2.3.2 são obtidos melhores resultados de eficiência  $COP$  e atenuação na pressão em diversas bandas da faixa analisada. Estes resultados mostram o potencial da modificação do movimento da válvula para redução de ruído gerado pela pulsação na câmara de sucção sem comprometer a eficiência de funcionamento do compressor. Foi observado que a variação no instante de abertura da válvula de sucção possui relevante impacto sobre os resultados de  $COP$  e  $RG$ . Esta informação demonstra a importância da força de colamento sobre o desempenho do compressor já que esta força atrasa a abertura da válvula. Assim, a introdução de uma força externa para minimizar a ação da força de colamento é interessante.

No próximo capítulo serão analisados sensores e atuadores com o objetivo de aplicar forças controladas ao movimento da válvula de sucção a fim de obter os benefícios indicados através da análise apresentada neste capítulo.





### 3 SENSORES E ATUADORES

No capítulo anterior foi realizada uma análise da potencialidade da modificação do movimento de abertura da válvula de sucção. Para a aplicação deste movimento modificado é necessária a aplicação de uma força sobre a válvula. Para aplicação desta força, um atuador deve ser utilizado. Outra informação importante é a posição da válvula de sucção. Neste caso, um sensor deve ser utilizado para obtenção desta informação.

Neste capítulo é apresentada uma breve revisão sobre atuadores e sensores. Para aplicação destes na solução do problema apresentado neste trabalho, características como deslocamento proporcionado, força máxima, tempo de reposta entre outras são fundamentais. Deste modo são escolhidos alguns dos inúmeros dispositivos existentes na atualidade que podem ser aplicados para geração da força e para medição do deslocamento da válvula.

#### 3.1 SENSORES

Segundo [Bishop \(2008\)](#), sensor é um dispositivo que, quando exposto a um fenômeno físico (temperatura, deslocamento, força, etc), produz um sinal de saída proporcional (elétrica, mecânica, magnética, etc.), o qual geralmente é elétrico. Como exemplo de sensor pode-se citar o termopar, o qual apresenta uma variação na tensão elétrica a partir da variação da temperatura no ambiente no qual se encontra. Sensor é um tipo de transdutor, ou seja, um dispositivo que converte uma forma de energia em outra. Uma vez que neste trabalho é desejado conhecer o movimento da válvula durante o funcionamento do compressor, os sensores de posição serão avaliados. Para medição da posição, existe uma enorme gama de sensores, cada qual aplicado dependendo da necessidade. A Tab. 10 apresenta uma pequena lista de sensores e suas características.

Diversos trabalhos foram realizados com o intuito de estudar as características e aplicações de sensores na medição de posição. [LENZ \(1990\)](#) e [Lenz e Edelstein \(2006\)](#) apresentam as características de sensores baseados em princípios eletromagnéticos. Abaixo segue uma breve descrição de sensores aplicados na medição de deslocamento na faixa desejada, ou seja, na ordem de  $10^{-3}$  m:

- **sensores resistivos:** o movimento mecânico é traduzido por

Tabela 10: Sensores de posição e suas características. Fonte: (BISHOP, 2008)

Sensor	Característica
<i>Sensores Linear/Rotacional</i>	
LVDT/RVDT - <i>Linear/Rotacional variable differential transducer</i>	Alta resolução com uma ampla gama de aplicações. Bastante estável em aplicações estáticas e quase-estáticas
Encoder óptico	Simples, boa confiabilidade e baixo custo.
Sensor Efeito Hall	Alta precisão em pequenos e médios deslocamentos
Sensor Capacitivo	Alta resolução com alta sensibilidade. Baixo consumo. Bom para aplicações altamente dinâmicas.
Extensômetro	Muito boa exatidão em pequenos intervalos. Boa resolução para pequenos níveis de ruído.
Interferômetro	Sistemas a laser provém alta resolução para grandes intervalos. Confiável e caro.
Piezelétrico	Sensor distribuído com alta resolução. Adequado para aplicações dinâmicas.
Magnetostrictivo	Compacto, apresenta boa resolução e boa largura de banda.

uma variação na resistência de um potenciômetro. O objeto é conectado a uma haste e à medida que o objeto se desloca ao longo da haste resulta numa variação na resistência elétrica proporcional ao movimento. As principais limitações deste tipo de medição são: o contato móvel gera um ruído elétrico e causa um envelhecimento do sensor; o tamanho do sensor limita o intervalo de medição e o atrito da haste do sensor dificulta a movimentação do objeto (SINCLAIR, 2001; PACHECO, 2007).

- **sensores capacitivos:** são baseados na detecção de uma variação na capacitância de um capacitor de placas paralelas, obtida por meio do deslocamento de um dielétrico em seu interior (SINCLAIR, 2001; PACHECO, 2007). É aconselhável aplicação para medição de pequenas distâncias, devido ao fato de a capacitância

entre as placas ser inversamente proporcional ao espaçamento entre as placas. Outras limitações presentes neste sensor é a alta sensibilidade à vibração, às perturbações magnéticas e à umidade do ambiente de medição.

- **sensores indutivos:** são os mais comumente utilizados na medição de pequenas distâncias. Baseiam-se na variação da indutância para a medição da distância. Os LVDTs são bastante empregados. Um ponto positivo deste tipo de sensor reside no alto grau de robustez, sendo pouco sensível às vibrações. Ainda ressalta-se o fato de ser um sensor sem contato, o que permite uma maior vida e melhor exatidão (SINCLAIR, 2001; PACHECO, 2007).

## SENSOR DE EFEITO HALL

Outro importante sensor utilizado na medição de pequenos deslocamentos é o sensor de Efeito Hall. Quando um condutor de corrente é colocado em um campo magnético, uma voltagem é gerada na direção perpendicular tanto à corrente como ao campo magnético (HALLIDAY ROBERT RESNICK, 1996). Este fenômeno foi observado pelo Dr. Edwin Hall em 1879 quando este era então candidato à doutorado pela Universidade de John Hopkins em Baltimore. A Fig. 26 mostra uma placa condutora em três situações distintas: em (a) existe uma corrente elétrica  $i$  passando pela placa, mas nenhum fluxo magnético está atravessando-a, assim as cargas elétricas estão uniformemente distribuídas; em (b) existe um fluxo magnético e pode-se notar um acúmulo das cargas elétricas em uma das extremidades da placa, gerando uma diferença de potencial; em (c) o mesmo ocorre, no entanto com cargas se acumulando na direção oposta em relação ao caso (b) devido o sentido contrário do fluxo magnético (FURTADO, 2008).

Segundo Honeywell (), algumas das vantagens da utilização de dispositivos baseados no efeito Hall são:

- vida relativamente longa (30 bilhões de operações);
- operação em alta velocidade - com operações superiores a 100 kHz;
- sem partes móveis;
- amplo intervalo de temperatura (-40°C a +150°C)
- boa repetibilidade na operação.

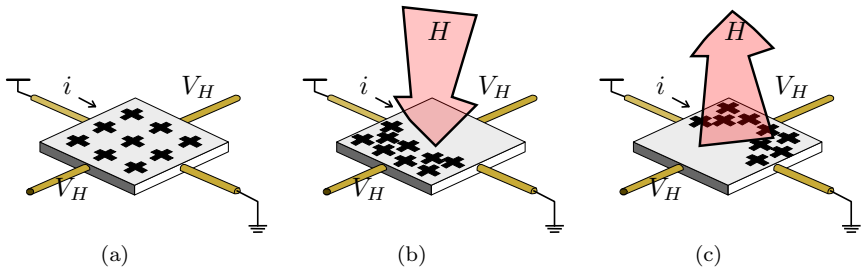


Figura 26: Modelo esquemático do efeito Hall. (a) Sem fluxo magnético; (b) com fluxo magnético cruzando perpendicularmente de cima para baixo e (c) com fluxo magnético de baixo para cima.

Uma das aplicações deste tipo de sensor é proximidade de determinado objeto. Uma tensão gerada pelo efeito Hall é produzida quando um condutor com determinada corrente é exposto a um campo magnético transversal. Esta tensão é proporcional à distância transversal entre o sensor de efeito Hall e o objeto (BISHOP, 2008). A Fig. 27 mostra esta aplicação e a variação do fluxo magnético a medida que o objeto se distancia. Para maiores informações sobre este sensor, recomendam-se as referências (LENZ; EDELSTEIN, 2006; SINCLAIR, 2001; MELEXIS, 2006; HONEYWELL, ).

### 3.2 ATUADORES

Atuadores são dispositivos capazes de transformar um tipo de energia num outro distinto. São utilizados para entregar à planta uma energia necessária para seu funcionamento. De acordo com Bishop (2008), atuadores são basicamente os músculos atrás de um sistema mecatrônico que aceita um comando de controle (na maioria das vezes na forma de um sinal elétrico) e produz uma mudança no sistema físico por meio da geração de uma força, deslocamento, calor, fluxo e assim por diante. No presente trabalho, é desejado um atuador que possa atuar sobre o movimento de abertura da válvula de sucção. Assim, as características de alguns atuadores de posição são analisadas e é verificada a possibilidade de sua aplicação sobre o movimento da válvula de sucção.

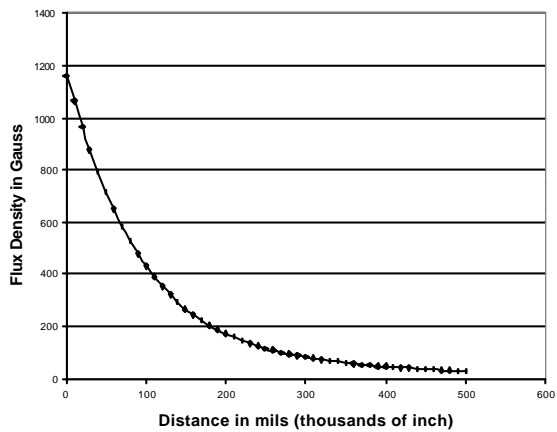
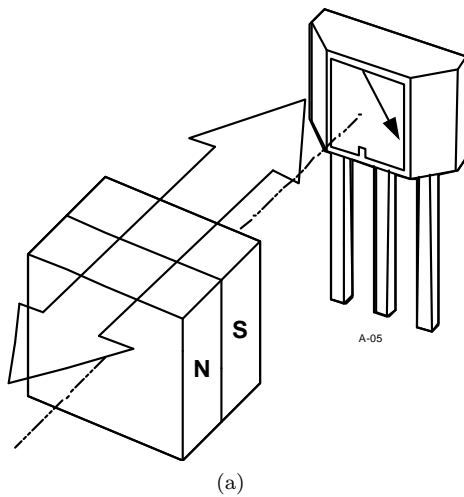


Figura 27: Aplicação de um sensor de efeito Hall para medição de distância. (a) Objeto movimentando-se perpendicularmente ao sensor. (b) Curva da variação do fluxo magnético com a distância. Fonte: (MELEXIS, 2006).

### 3.2.1 Materiais Inteligentes

Um material inteligente pode ser definido como aquele que inerentemente contém capacidades de atuar, sensoriar e controlar dentro de sua microestrutura (MICHAUD, 2004). Dentre os diversos materiais inteligentes existentes atualmente, podem ser citados os seguintes: piezelétrico, magnetostrictivo e memória de forma. A seguir estes materiais serão abordados, verificando suas principais características e a possibilidade de aplicação no presente trabalho.

#### 3.2.1.1 Materiais Piezelétricos

Materiais ditos piezelétricos são aqueles que desenvolvem um campo elétrico quando sujeitos a uma força (ou pressão), *efeito piezelétrico direto*, e, inversamente, apresentam uma deformação quando sujeitos a um campo elétrico, *efeito piezelétrico inverso*. Esta reciprocidade entre a energia mecânica e elétrica propicia a estes materiais uma grande aplicabilidade em diversas áreas (JR., 1999). Assim, estes materiais são utilizados tanto como atuadores como sensores. Os materiais piezelétricos são os mais populares dos chamados materiais inteligentes (CHOPRA, 2002).

O acoplamento entre as propriedades mecânicas e elétricas do material podem ser modeladas a partir das equações constitutivas mostradas abaixo (MARINHO, 2008):

$$\begin{cases} \sigma = \bar{\mathbf{C}}^{\mathbf{E}} \epsilon - \bar{\mathbf{e}}^T \mathbf{E} \\ \bar{\mathbf{D}} = \bar{\mathbf{e}} \epsilon + \tau^{\mathbf{S}} \mathbf{E} \end{cases}, \quad (3.1)$$

sendo  $\sigma$  a matriz de tensão mecânica,  $\epsilon$  a matriz de deformação mecânica,  $\bar{\mathbf{C}}^{\mathbf{E}}$  a matriz de elasticidade a campo elétrico constante,  $\mathbf{E}$  a matriz de campo elétrico,  $\bar{\mathbf{D}}$  a matriz de deslocamento elétrico,  $\bar{\mathbf{e}}$  a matriz de constante piezelétrica e  $\tau^{\mathbf{S}}$  a matriz de permissividade dielétrica a tensão mecânica constante.

Devido a esta interação entre energia mecânica e elétrica, os materiais piezelétricos são aplicados em diversas áreas. Um exemplo é no controle de vibração, onde muitos trabalhos empregaram este tipo de transdutor tanto para atuação como para sensoriamento (MARINHO, 2008; TRINTINI, 2009; BARRAULT, 2006).

Visto que estes materiais são geralmente colados à superfície da estrutura a ser atuada, acabam modificando as propriedades do con-

junto. No caso da aplicação na válvula, isto pode ser indesejado visto que as propriedades da válvula seriam modificadas. Também, devido às condições nas quais a válvula está inserida, a colagem pode ser comprometida devido às temperaturas do ambiente e à fadiga. Acontecendo isto, a atuação do piezelétrico passa a ser inoperante sobre a válvula.

Outra característica dos atuadores piezelétricos é que geralmente possuem uma deformação muito pequena para serem aplicados diretamente. Existem trabalhos dedicados na construção de mecanismos que amplifiquem esta deformação (HOLLERBACH IAN W. HUNTER, 1992). Contudo, no geral, envolvem mais peças ao conjunto o que pode diminuir a confiabilidade do sistema.

### 3.2.1.2 Ligas de Memória de Forma

Ligas com memória de forma (SMA<sup>1</sup>) consistem em um grupo de materiais metálicos que possuem a habilidade de retornar a um formato ou tamanho predefinido quando submetidas a um ciclo térmico adequado, mesmo após terem passado por uma deformação mecânica (ROMANO ROBERTO E TANNURI, 2008; HOLLERBACH IAN W. HUNTER, 1992). Este fenômeno é chamado Efeito de Memória de Forma e é mostrado na Fig. 29a. Este efeito ocorre devido a mudanças na estrutura cristalina do material, dependente da temperatura e da tensão ao qual está sujeito. A fase da Martensita, estado presente a baixas temperaturas, apresenta comportamento plástico, com maior facilidade para deformações permanentes. A fase Austenita, que ocorre a altas temperaturas, apresenta comportamento elástico com alta rigidez (ROMANO ROBERTO E TANNURI, 2008). A Fig. 28 apresenta de forma esquemática o efeito de memória de forma no alongamento (CHOPRA, 2002).

Outro fenômeno apresentado por estes materiais é que quando submetidos a altas temperaturas, uma grande deformação pode ser recuperada apenas pela simples liberação da força aplicada. Este fenômeno é conhecido como Superelasticidade e é mostrado na Fig. 29b (HUANG, 1998).

Dentre as ligas que apresentam este efeito, a liga NiTi é a mais popular devido suas propriedades materiais favoráveis, ser não-tóxica e custo razoável (HOLLERBACH IAN W. HUNTER, 1992). Existem ainda ligas de memória de forma magnéticas, as quais podem alcançar deformações por volta de 6 % devido ao rearranjo de sua estrutura

---

<sup>1</sup> Acrônimo do inglês *Shape Memory Alloy*.

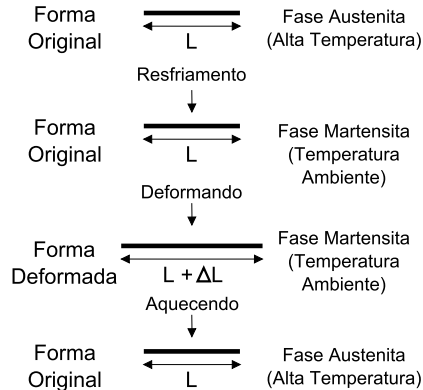


Figura 28: Esquema do efeito de memória de forma no alongamento.

cristalina induzida por um campo magnético (PASQUALE, 2003).

A aplicação de ligas de memória de forma são diversas, desde aplicações médicas como em cateteres e na odontologia, até em aplicações comerciais como antenas para celulares e em sutiã (OTSUKA, 1999). Um fator que limita a utilização destes sensores é sua frequência de operação, a qual é em torno de 3 Hz (HOLLERBACH IAN W. HUNTER, 1992), o que o torna inapropriado para uma aplicação no controle do movimento da válvula de sucção.

### 3.2.1.3 Magnetostrictivo

Materiais magnetostrictivos mudam suas dimensões na presença de um campo magnético. Este efeito, conhecido como magnetostricção, é causado devido aos domínios magnéticos de um material alinharem-se na direção do campo magnético, o que acarreta uma mudança nas dimensões do material. O fenômeno recíproco também é observado, isto é, a aplicação de uma tensão mecânica sobre estes materiais resulta numa mudança no campo magnético, chamado de efeito de Villari (HOLLERBACH IAN W. HUNTER, 1992; PACHECO, 2007; CHOPRA, 2002).

Materiais magnetostrictivos são capazes de desempenhar tanto atuação como sensoriamento devido a reciprocidade entre as energias magnética e mecânica (CHOPRA, 2002). As relações constitutivas destes



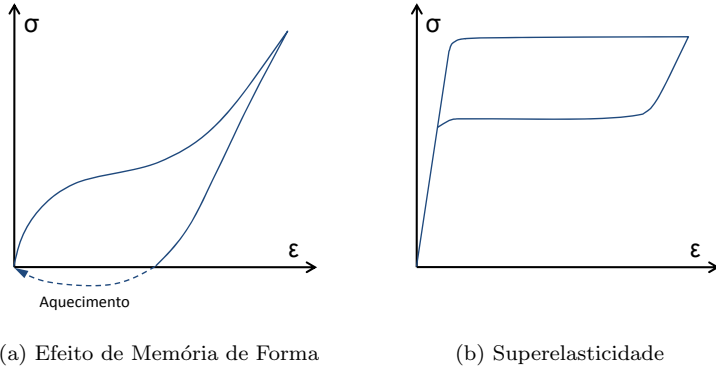


Figura 29: Comportamento da liga de memória de forma. (a) Efeito de memória de forma; (b) superelasticidade. Fonte: (HUANG, 1998)

materiais podem ser vistas a seguir:

$$\begin{cases} \epsilon = S^{\bar{H}} \sigma + d \bar{H} \\ H = d \sigma + \mu^{\sigma} \bar{H} \end{cases}, \quad (3.2)$$

sendo  $d$  a constante magnetostrictiva (acoplamento magnético-mecânico) que corresponde à inclinação da parte linear da curva  $\epsilon - H$ ,  $\mu^{\sigma}$  a permeabilidade a tensão mecânica constante,  $H$  o campo magnético,  $\bar{H}$  a intensidade magnética,  $\epsilon$  a deformação mecânica e  $\sigma$  a tensão mecânica. Devido a magnetostrição ser um fenômeno de ação molecular, a resposta mecânica é muito rápida, chegando a frequências de operação superiores a 2 kHz (CHOPRA, 2002; HOLLERBACH IAN W. HUNTER, 1992).

### 3.2.2 Solenóide

Solenóide é uma bobina helicoidal onde o comprimento do fio é bem superior ao seu diâmetro. Este atuador possui a vantagem de atuar sem contato com a estrutura, assim sua aplicação torna-se interessante em mecanismos pequenos e leves (HAGOPIAN; MAHFOUD, 2010). A Fig. 30 mostra a figura de um solenóide típico.

A partir das leis da teoria eletromagnética é possível explicar o

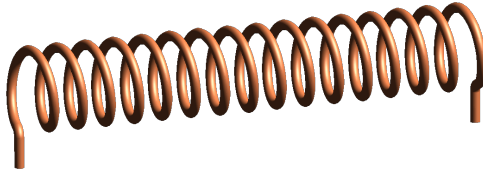


Figura 30: Solenóide típico.

funcionamento de solenóides. Um campo magnético  $\vec{H}$ , cuja unidade é [A/m], e a densidade de fluxo magnético  $\vec{B}$ , cuja unidade é [T - Tesla] são relacionadas pela permeabilidade do material. No vácuo,  $\vec{B}$  é diretamente proporcional à  $\vec{H}$  e é expresso por:

$$\vec{B} = \mu_0 \vec{H} , \quad (3.3)$$

sendo  $\mu_0 = 4 \text{ [T m/A]}$  é a constante de permeabilidade. Para outros materiais, esta relação é dada por:

$$\vec{B} = \mu_r(\vec{H})\mu_0 \vec{H} , \quad (3.4)$$

onde  $\mu_r(\vec{H})$  é a permeabilidade relativa do material.

A Lei de Lorentz para uma força eletromagnética expressa que quando um condutor com determinada corrente elétrica é colocado em um campo magnético, ele é sujeito a uma força induzida dada por:

$$\vec{F} = \vec{i} \times \vec{B} , \quad (3.5)$$

sendo  $\vec{F}$  é a força,  $\vec{i}$  é a corrente elétrica e  $\vec{B}$  é a densidade de fluxo magnético. Esta força  $\vec{F}$  é chamada de Força de Lorentz.

A Lei de Biot-Savart afirma que um fio condutor longo (infinito), reto, com uma corrente elétrica induz um campo magnético ao seu redor, o qual é obtido a partir da regra da mão direita como mostrado na Fig. 31. A densidade do fluxo magnético numa distância  $r$  do condutor é:

$$B = \frac{\mu_r \mu_0}{2\pi r} i , \quad (3.6)$$

onde  $i$  é a corrente elétrica.

Já a Lei de Ampère afirma que a integral de linha do campo magnético  $\vec{H}$  com um elemento diferencial  $d\vec{l}$  ( $\vec{H}d\vec{l}$ ) em qualquer caminho fechado é igual a  $\mu_0 i$ , sendo que  $i$  é o total de corrente pas-

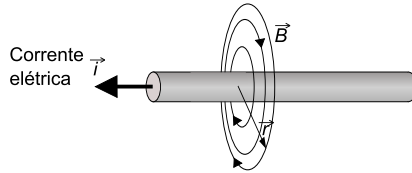


Figura 31: Campo magnético gerado por um condutor de corrente.

sando através da superfície limitada pelo caminho fechado (HALLIDAY ROBERT RESNICK, 1996). Esta relação pode ser vista na Fig. 32 e descrita pela equação abaixo:

$$\oint \vec{H} d\vec{l} = \mu_0 i . \quad (3.7)$$

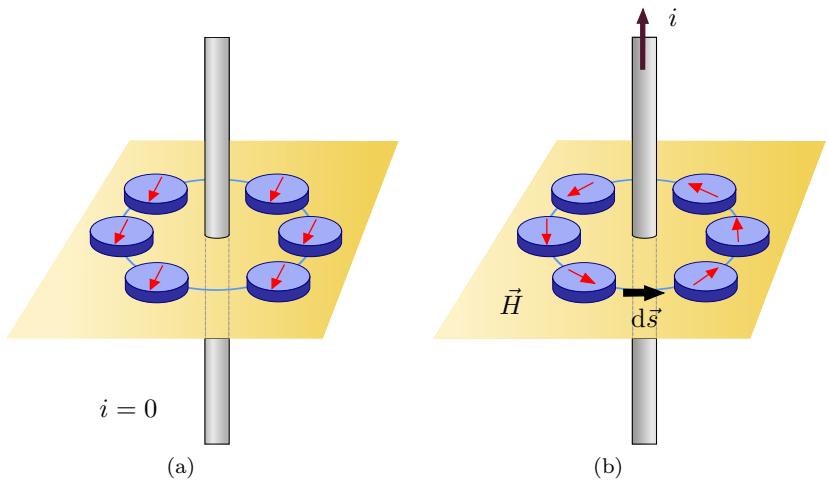


Figura 32: (a) Quando não há corrente presente no fio, todos os ponteiros das bússolas apontam para mesma direção. (b) Quando há corrente elétrica, os ponteiros das bússolas apontam para a direção tangente ao círculo, a qual é a direção do campo magnético criado pela corrente.

Seja agora um solenóide ideal, isto é, um fio condutor com comprimento  $L$  bem superior ao seu diâmetro, com corrente elétrica. Neste solenóide o fio condutor apresenta  $N$  voltas ao longo da bobina. Por meio da Lei de Ampère é possível determinar a densidade de fluxo

magnético dentro na região interna como mostrado abaixo:

$$B = \mu \frac{N}{L} i , \quad (3.8)$$

onde  $\mu = \mu_r \mu_o$  é a permeabilidade relativa do material dentro do enrolamento e  $i$  é a corrente elétrica através do enrolamento. Este campo magnético é mostrado na Fig. 33.

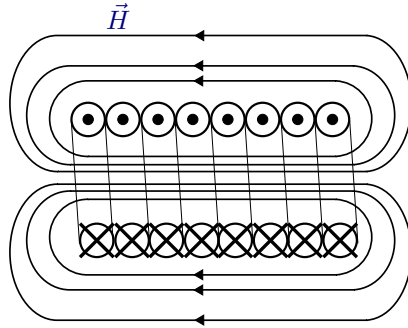


Figura 33: Campo magnético induzido por uma solenóide (bobina).

A força magnética gerada pelo solenóide é proporcional ao quadrado da corrente aplicada  $i$  e inversamente proporcional ao quadrado da distância  $w$  que separa a bobina do objeto a ser deslocado, também chamada de entreferro, ou seja,

$$F \propto \frac{i^2}{w^2} , \quad (3.9)$$

A Eq. (3.9) apresenta uma característica não-linear e será linearizada a frente.

### 3.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este capítulo apresentou uma breve revisão de atuadores e sensores que possuem potencial para serem aplicados sobre a atuação da válvula e medição de deslocamento, respectivamente. Nesta revisão, as características de alguns dos materiais inteligentes foram apresentadas. Dentre os sensores e atuadores apresentados, o sensor baseado em efeito

hall e o atuador eletromagnético foram vistos com maior destaque. Um sensor bastante utilizado em medições na área de vibrações é o acelerômetro. Como este dispositivo mede apenas aceleração, seria necessário um trabalho posterior para obtenção do deslocamento a partir do resultado medido. Devido a este fato o acelerômetro não foi mencionado nesta breve revisão.

O solenóide possui características, tais como rápida resposta, boas amplitudes de força entre outros que permitem que seja aplicado para gerar a força de atuação. Desta forma, nas simulações da válvula controlada, será modelado um solenóide baseado no exposto nesta seção e esta modelagem é mostrada na Capítulo 5. Já para o sensor, um ganho unitário será utilizado a fim de representar um dispositivo que trabalhe em uma região linear.

A próxima seção a seguir apresenta uma breve revisão da teoria de controle. Esta seção pretende fundamentar e apresentar os conceitos básicos desta teoria a serem utilizados na construção do sistema de controle do movimento da válvula de sucção para um leitor não-habituação com a teoria de controle.



## 4 REVISÃO DE SISTEMAS DE CONTROLE

Este capítulo tem o intuito de apresentar conceitos elementares da teoria de controle. Visto que esta é bastante vasta, apenas conceitos utilizados neste trabalho serão discutidos. Para maiores informações recomenda-se a leitura das seguintes referências (OGATA, 2003; DORF, 2001; GAWRONSKI, 2004).

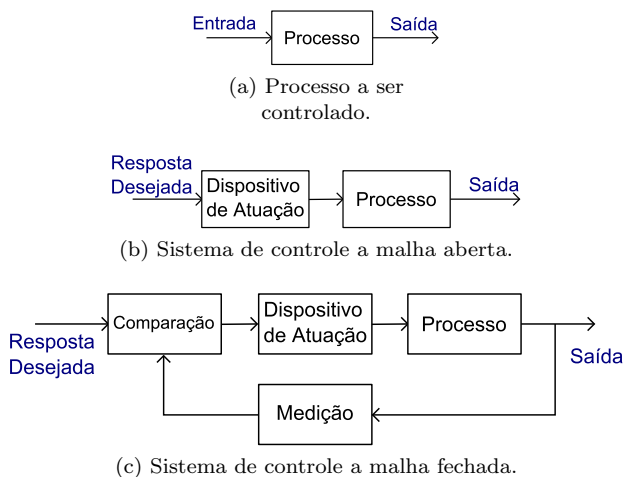


Figura 34: Diagramas apresentando conceitos de processo, sistema de controle a malha aberta e a malha fechada.

### 4.1 CONCEITOS BÁSICOS DE SISTEMAS DE CONTROLE

Um sistema de controle é uma interconexão de componentes, agindo sobre um sistema básico, formando uma configuração que produzirá uma resposta desejada deste (DORF, 2001). Assim, o processo a ser controlado pode ser representado por um bloco, como mostrado na Fig. 34a. Um sistema de controle de malha aberta utiliza um controlador ou atuador de controle para obter a resposta desejada, como mostrado na Fig. 34b. Já um sistema de controle de malha fechada utiliza uma medida adicional da saída real para comparar a saída real com a resposta desejada, como mostrado na Fig. 34c. Desta forma, o sinal atuante de erro, que é a diferença entre o sinal de entrada (re-

sposta desejada) e o sinal de retroação (que pode ser o próprio sinal de saída ou uma função do sinal de saída e de suas derivadas e/ou integrais), excita o controlador de modo a reduzir o erro e trazer o valor do sinal de saída para o valor desejado. A expressão controle de malha fechada acarreta sempre o uso de realimentação a fim de reduzir o erro do sistema (SANTOS, 2008).

O problema fundamental no projeto de um sistema de controle consiste em determinar uma lei de controle que permita que um sistema dinâmico se comporte da maneira requerida, apresentando estabilidade e propriedades desejáveis de desempenho e robustez diante de incertezas (SANTOS, 2008).

No projeto do controle é imprescindível o modelo do comportamento do sistema a ser controlado (MARINHO, 2008). Esta modelagem é definida como um conjunto de equações que representam a dinâmica do sistema com exatidão ou de forma bastante aceitável (SANTOS, 2008).

Basicamente, existem duas abordagens para modelagem de sistemas: teoria de controle convencional e a teoria de controle moderno. A teoria de controle convencional, também chamada de controle clássico, é realizada no domínio da frequência complexa e utiliza a transformada de Laplace para a resolução das equações diferenciais do sistema, transformando-as em equações algébricas (SANTOS, 2008). Já a teoria de controle moderno é baseada no domínio do tempo e representa o sistema dinâmico por meio de um sistema de equações diferenciais de primeira ordem. Esta representação é denominada de representação no espaço de estados.

## 4.2 DEFINIÇÕES DE RESPOSTA TEMPORAL

A resposta de um sistema de controle é constituída de duas partes: a resposta transitória e a resposta estacionária. A resposta transitória é aquela que vai do estado inicial até ao estado final. Resposta estacionária entende-se como o comportamento do sinal de saída à medida que o tempo tende ao infinito.

No que diz respeito à resposta transitória, algumas definições são feitas abaixo:

- tempo de subida: tempo requerido para que a resposta passe de 10 % para 90 % do valor final. Para sistemas subamortecidos, o tempo de subida é de 0 % a 100 %. Para sistemas amortecidos, o tempo de subida é de 10 % a 90 % é o mais comumente utilizado;



- máximo sobre-sinal (em porcentagem): é o valor máximo de pico da curva de resposta em relação ao valor em regime;
- tempo de acomodação: é o tempo necessário para que a curva alcance valores em uma faixa (neste trabalho igual a 2 %) em torno do valor final, aí permanecendo indefinidamente (OGATA, 2003).

### 4.3 REPRESENTAÇÃO NO ESPAÇO DE ESTADOS

Nesta seção serão apresentados os conceitos básicos da modelagem através da representação de espaço de estados. Para maiores informações é sugerida a leitura das seguintes referências: (OGATA, 2003; DORF, 2001). De forma resumida, os principais conceitos da representação por espaço de estados são descritos abaixo (OGATA, 2003):

- estado: o estado de um sistema dinâmico é definido pelos valores do menor conjunto de variáveis que, em conjunto com as entradas do sistema determina completamente o comportamento do sistema;
- variáveis de Estado: as variáveis de estado de um sistema dinâmico são as grandezas cujos valores determinam o estado do sistema. Se forem necessárias pelo menos  $n_o$  variáveis  $x_1, x_2, \dots, x_{n_o}$  para descrever completamente o comportamento de um sistema dinâmico, então tais  $n_o$  variáveis são um conjunto de variáveis de estado;
- vetor de estado: se  $n_o$  variáveis são necessárias para descrever completamente o comportamento de um dado sistema, então estas  $n_o$  variáveis de estado podem ser consideradas  $n_o$  componentes de um vetor  $\mathbf{x}$ . Tal vetor é chamado de vetor de estado;
- espaço de estado: o espaço  $n_o$ -dimensional cujos eixos coordenados consistem nos eixos  $x_1, x_2, \dots, x_{n_o}$  é chamado de espaço de estados. Qualquer estado pode ser representado por um ponto no espaço de estados.

Um sistema descrito na forma de espaço de estados pode ser equacionado conforme a Eq. (4.1):

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t] \\ \mathbf{y} = \mathbf{g}[\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t] \end{cases}, \quad (4.1)$$

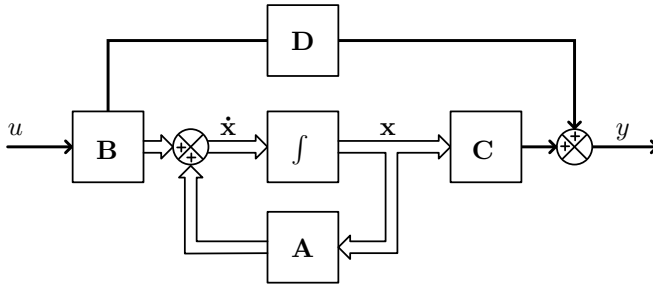


Figura 35: Representação em diagrama de blocos de um sistema em espaço de estados.

sendo  $n_o$  a ordem do sistema,  $r$  número de sinais de entrada,  $q$  número de sinais de saída,  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^{n_o}$  o vetor de estados,  $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^r$  o vetor de entradas e  $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^q$  o vetor de saídas medidas. Para sistemas lineares invariantes no tempo a equação na forma de espaço de estados pode ser deduzida para:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x}(\mathbf{t}) + \mathbf{B}\mathbf{u}(\mathbf{t}) \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x}(\mathbf{t}) + \mathbf{D}\mathbf{u}(\mathbf{t}) \end{cases}, \quad (4.2)$$

sendo  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{C}$  e  $\mathbf{D}$  a matriz de estado, a matriz de entrada, a matriz de saída e a matriz de transmissão direta, respectivamente.

A Fig. 35 apresenta o sistema da Eq. (4.2) utilizando a representação de diagrama de blocos.

A representação no espaço de estados é importante pois permite a aplicação de estratégias de controle que trabalham no domínio do tempo. É possível encontrar uma grande quantidade de ferramentas para controle e simulação disponível no programa comercial MATLAB<sup>®</sup> para esta representação (MARINHO, 2008). Outra importante vantagem da utilização da representação no espaço de estados é a possibilidade de implementar o controle dentro do código do programa RECIP, aplicado assim em conjunto com a simulação do compressor. Desta forma, os resultados da operação do controle do movimento da válvula de sucção podem ser obtidos ao longo da simulação do funcionamento do compressor.

## 4.4 PROPRIEDADES ESTRUTURAIS DO SISTEMA

Esta seção abordará duas importantes propriedades estruturais de um sistema em malha aberta, a controlabilidade e a observabilidade, conceitos introduzidos por Kalman na década de 60. Embora a maioria dos sistemas físicos sejam controláveis e observáveis, os correspondentes modelos matemáticos podem não ter a propriedade de controlabilidade e observabilidade. Então, é necessário conhecer as condições em que um sistema é controlável e observável.

### 4.4.1 Controlabilidade

Um sistema descrito pelas matrizes  $\mathbf{A}$  e  $\mathbf{B}$  pode ser dito **controlável** se existir um controle  $\mathbf{u}$  sem restrições que possa transferir qualquer estado inicial  $\mathbf{x}(0)$  para qualquer outra localização desejada  $\mathbf{x}(t)$ . Para o sistema definido por:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (4.3)$$

é possível determinar se o sistema é controlável examinando-se as condição algébrica:

$$\text{posto} [\mathbf{B} \ \mathbf{A}\mathbf{B} \ \mathbf{A}^2\mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}] = n_o . \quad (4.4)$$

Para um sistema com uma única entrada, a **matriz de controlabilidade**  $\mathbf{P}_c$  é descrita em termos de  $\mathbf{A}$  e  $\mathbf{B}$ ,

$$\mathbf{P}_c = [\mathbf{B} \ \mathbf{A}\mathbf{B} \ \mathbf{A}^2\mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}] , \quad (4.5)$$

a qual é uma matriz  $n_o \times n_o$ . Logo, se o determinante de  $\mathbf{P}_c$  for diferente de zero, o sistema é controlável (DORF, 2001).

### 4.4.2 Observabilidade

Um sistema é dito **observável** se para qualquer estado inicial  $\mathbf{x}(t_0)$  desconhecido puder ser determinado unicamente a partir do conhecimento do vetor de saída  $\mathbf{y}(t)$  e do vetor de entrada  $\mathbf{u}(t)$  em um intervalo finito de tempo  $t_0 \leq t \leq t_f$  (DORF, 2001; TRINTINI, 2009; OGATA, 2003).

A verificação da observabilidade de um sistema linear pode ser

feita considerando o par de matrizes  $(\mathbf{A}, \mathbf{C})$  que compõem o sistema genérico descrito pela Eq. (4.1). O sistema será observável quando o determinante da matriz  $\mathbf{Q}$  for não-nulo, onde:

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{CA} \\ \mathbf{CA}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{CA}^{n-1} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

é uma matriz  $n_o \times n_o$  (DORF, 2001).

#### 4.5 REALIMENTAÇÃO DE ESTADOS

A idéia básica do controle por realimentação de estados é medir o sinal de saída do sistema e dele criar um sinal para o atuador (SANTOS, 2008). Num primeiro momento é assumido que o sistema de controle possui referência nula ( $r = 0$ ), denominado sistema regulador. A partir da determinação da estratégia controle para um sistema regulador, será desenvolvido o sistema para uma referência não-nula ( $r \neq 0$ ).

A realimentação de estados parte do pressuposto que o vetor de estados está disponível para leitura, seja por meio da utilização de sensores ou ainda através da utilização de um observador de estado que será descrito na Seção 4.6.

A partir do vetor de estados disponível define-se uma lei de controle do tipo:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_r \mathbf{x} , \quad (4.7)$$

sendo  $\mathbf{K}_r$  a matriz de ganho de realimentação de estados.

A realimentação de estados causa um deslocamento na posição dos pólos do sistema. Em malha aberta estes são os autovalores de  $\mathbf{A}$ . Em malha fechada, por sua vez, os autovalores passam a ser os autovalores de  $\mathbf{A} - \mathbf{BK}_r$  (QUEIROZ, 2007). A Fig. 36 mostra de forma gráfica um sistema com realimentação de estados.

A seguir serão descritas duas abordagens de controle por realimentação de estados: controle por alocação de pólos e controle LQR.

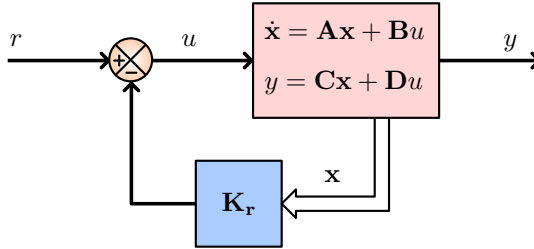


Figura 36: Representação em diagrama de blocos de um sistema com realimentação de estados.

#### 4.5.1 Alocação de Pólos

O controle por alocação de pólos consiste no cálculo de  $\mathbf{K}_r$  tal que os autovalores de  $(\mathbf{A} - \mathbf{BK}_r)$  sejam posicionados de uma maneira desejada, isto é:

$$\det(s\mathbf{I} - \mathbf{A} - \mathbf{BK}_r) = (s - p_1)(s - p_2) \dots (s - p_n) , \quad (4.8)$$

sendo que  $(p_1 \dots p_n)$  é o conjunto de pólos desejados para a malha fechada.

Existem algoritmos que determinam a matriz de ganho  $\mathbf{K}_r$  que resulte no conjunto de pólos desejado. A fórmula de Ackermann, por exemplo, é uma fórmula bem conhecida e utilizada para determinação de  $\mathbf{K}_r$  (OGATA, 2003). Esta fórmula, no entanto, apresenta a limitação de ser apenas empregada em problemas que possuam somente uma entrada.

#### 4.5.2 Controle LQR

O controle LQR (*Linear Quadratic Regulation* ou Regulador Linear Quadrático) se enquadra na classe de controle denominada de ótimo. Esta denominação é atribuída uma vez que a escolha dos pólos em malha fechada é feita visando a minimização de uma função de custo (TRINTINI, 2009). Assim, uma vantagem na utilização do controle LQR é que este fornece uma metodologia sistemática de cálculo da matriz de ganho de realimentação de estado. O projeto de controle ótimo resulta em um sistema assintoticamente estável em malha fechada e de certa forma robusto com relação às incertezas do processo (HESPANHA,

2007). Contudo, o controle ótimo não garante robustez absoluta do sistema (MARINHO, 2008). Com respeito a este tópico existem técnicas de controle robusto as quais estão além do escopo deste trabalho.

Assim, no controle LQR a matriz de ganho  $\mathbf{K}_r$  é obtida a partir da minimização da função de custo, mostrada na Eq. (4.9):

$$J = \int_0^{\infty} [\mathbf{x}^T(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + \mathbf{u}^T(t) \mathbf{R} \mathbf{u}(t)] dt, \quad (4.9)$$

sendo  $\mathbf{Q}$  e  $\mathbf{R}$  matrizes de ponderação, simétrica e positiva definidas, dos estados e da ação de controle, respectivamente. A função de custo está associada à energia dos estados e do sinal de controle, sendo o desafio do projeto do controlador LQR estabelecer um compromisso entre essas energias através das matrizes de ponderação  $\mathbf{Q}$  e  $\mathbf{R}$  (TRINTINI, 2009).

Considerando a lei de controle exposta na Eq. (4.7), a matriz de ganho para o controle LQR é dado por (OGATA, 2003; HESPANHA, 2007):

$$\mathbf{K}_r = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P}, \quad (4.10)$$

sendo a matriz  $\mathbf{P}$  a solução única, positiva definida, da equação algébrica de Riccati mostrada na Eq. (4.11):

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} + \mathbf{Q} = \mathbf{0}. \quad (4.11)$$

## 4.6 OBSERVADOR DE ESTADOS

Em muitas situações não é possível a obtenção de todas as variáveis de estado de um determinado sistema, seja pela impossibilidade de medição ou mesmo pelos custos associados. Assim, um dispositivo, circuito elétrico ou programa de computador que estime estas variáveis é chamado de observador de estado, ou simplesmente observador. Quando todas as variáveis são estimadas este observador é chamado observador de ordem completa. Quando o número de variáveis estimadas é menor que o total de variáveis do sistema este observador é chamado observador de ordem reduzida.

Considerando Eq. (4.2), a estrutura de um observador é mostrada pela Eq. (4.13).

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \mathbf{A} \tilde{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t) + \mathbf{K}_e (y - \tilde{y}) \quad (4.12)$$

$$\tilde{y} = \mathbf{C} \tilde{\mathbf{x}}(t), \quad (4.13)$$

sendo  $\mathbf{K}_e$  a matriz de ganho do observador a ser determinado,  $\tilde{\mathbf{x}}$  o vetor de estado estimado e  $\tilde{y}$  a saída estimada.

A matriz  $\mathbf{K}_e$  é uma matriz de penalização do termo de correção que envolve a diferença entre a saída medida  $y$  e a saída estimada  $\mathbf{C}\tilde{\mathbf{x}}$ . Este termo corrige continuamente a saída do modelo e aumenta o desempenho do observador (OGATA, 2003). A Fig. 37 mostra o diagrama de blocos do sistema e o observador de estado de ordem plena.

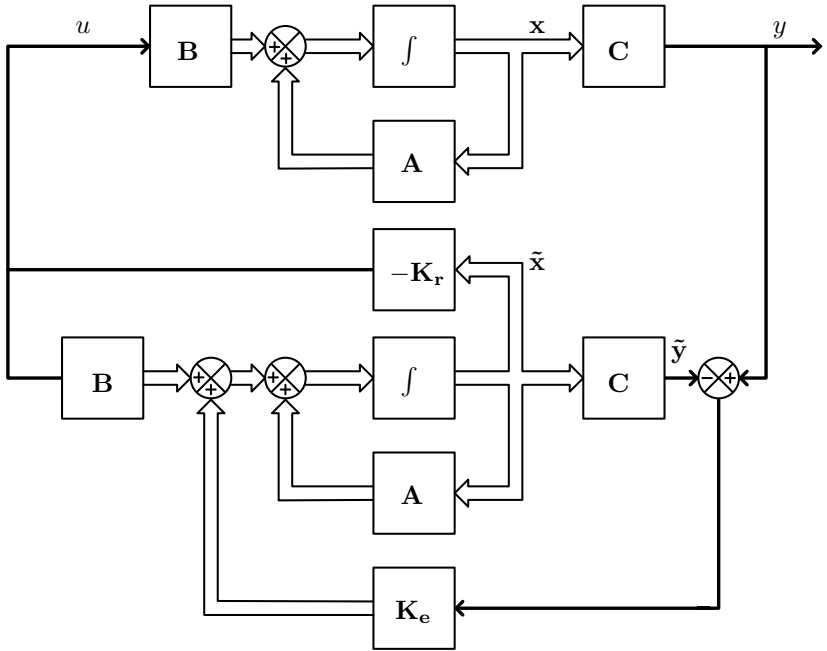


Figura 37: Sistema de controle realimentado por estado observado

Combinando-se as Eqs. (4.1) e (4.13), tem-se:

$$\dot{\mathbf{x}} - \dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\mathbf{x} - \mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}} - \mathbf{K}_e(y - \tilde{y}) . \quad (4.14)$$

Define-se um vetor de erro  $\mathbf{e}$  como:

$$\mathbf{e} = \mathbf{x} - \tilde{\mathbf{x}} . \quad (4.15)$$

A derivada do vetor de erro por ser obtido a partir da combina-

ção entre as Eqs. (4.14) e (4.15):

$$\dot{\mathbf{e}} = (\mathbf{A} - \mathbf{K}_e \mathbf{C}) \mathbf{e} . \quad (4.16)$$

A partir da Eq. (4.16) nota-se que o comportamento dinâmico do vetor de erro é determinado pelos autovalores da matriz  $\mathbf{A} - \mathbf{K}_e \mathbf{C}$ . Para que o observador possua erro de estimação nulo em regime permanente os autovalores da matriz  $\mathbf{A} - \mathbf{K}_e \mathbf{C}$  devem ter parte real negativa. Os pólos do observador devem ainda ser de duas a cinco vezes mais rápidos que os pólos do controlador a fim de garantir que o erro de observação convirja rapidamente para zero (OGATA, 2003).

## 4.7 PROJETO DE SISTEMAS DE CONTROLE

Os controladores e observadores de estados descritos neste capítulo consideram um sistema regulador, ou seja, com uma referência nula ( $r = 0$ ). Contudo, neste trabalho é desejado impôr um deslocamento não-nulo sobre a válvula. Ogata (2003) apresenta diversas configurações para aplicar uma referência sobre um sistema considerando um controlador-observador construídos a partir de um sistema regulador. A Fig. 38 mostra uma configuração onde o sistema de controle com controlador-observador está no ramo de realimentação. Nesta configuração a entrada  $r$  é introduzida no sistema de malha fechada por meio do bloco de ganho  $\bar{N}$ . Para se determinar o valor do ganho  $\bar{N}$  é aplicado um degrau unitário na entrada  $r$  e é obtido o valor da saída  $y$  quando o tempo tende ao infinito ( $t \rightarrow \infty$ ). Este valor da saída para  $t \cong \infty$  é dividido pela entrada  $r$ , isto é,

$$\bar{N} = \frac{y(\infty)}{r} . \quad (4.17)$$

Desta forma, quando a entrada é submetida a um degrau unitário, a saída  $y$  se torna unitária à medida que  $t$  tende a infinito.

## 4.8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentados conceitos básicos da teoria de controle de sistemas. A representação no espaço de estados e os controladores Alocação de Pólos e LQR são poderosas ferramentas no controle de processos. Ainda é abordada a construção de um observador



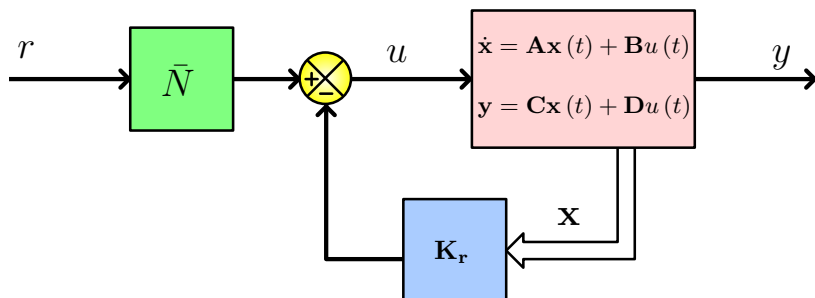


Figura 38: Sistema de controle com controlador-observador no ramo de realimentação.

de estados, o qual é utilizado para estimar o valor dos estados a partir da saída do sistema. Estes conceitos serão aplicados no controle da abertura da válvula de sucção.

No capítulo a seguir o sistema composto pela válvula de sucção e pelo atuador eletromagnético é modelado utilizando os conceitos introduzidos neste capítulo.



## 5 MODELAGEM DO SISTEMA DE CONTROLE

Para aplicação de um movimento modificado sobre a válvula de sucção é necessário que esta seja modelada. Conforme descrito no Capítulo 2, um modelo de 1 GDL com propriedades equivalentes é utilizado para representar o movimento da válvula durante a simulação do compressor hermético. Para maiores informações sobre esta modelagem, recomendam-se as seguintes referências: (USSYK, 1984; MANSUR, 1986; PEREIRA, 2006; ROVARIS, 2004; KREMER, 2006). Embora seja bastante simplificado, o modelo de 1 GDL proposto para o movimento da válvula de sucção apresenta bons resultados quando comparados com os obtidos experimentalmente (PEREIRA; RIBAS, 2008; KREMER, 2006). Como dito anteriormente, um solenóide será utilizado para geração da força de atuação. Assim, um modelo para este atuador será desenvolvido. A partir do modelo da válvula e do atuador, um sistema de controle será construído de modo que uma abertura modificada da válvula de sucção possa ser obtida. O sistema composto pela válvula e pelo atuador será analisado a fim de construir uma metodologia de controle que consiga atender os requisitos do sistema, tais como tempo de subida, erro tolerado etc.

### 5.1 CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DO MODELO 1 GDL DA VÁLVULA DE SUCÇÃO

No Capítulo 2 foram apresentadas as equações do movimento do modelo de 1 GDL da válvula de sucção. A fim de se obter as características dinâmicas do movimento da válvula de sucção, será realizada a transformada de Laplace da equação do movimento da válvula de sucção, mostrada na Eq. (2.2). Assim, considerando as condições iniciais nulas, tem-se:

$$H(s) (s^2 + 2\zeta\omega_{eq}s + \omega_{eq}^2) = \frac{1}{m_{eq}} F_t(s) , \quad (5.1)$$

sendo  $H(t)$  e  $F_t(t)$  a transformada de Laplace de  $h(t)$  e a transformada de Laplace de  $f_t(t)$ , respectivamente. Rearrmando a Eq. (5.1), obtendo a relação entre o deslocamento da válvula e a força sobre a

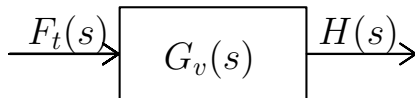


Figura 39: Esquema mostrando a função de transferência da válvula de sucção.

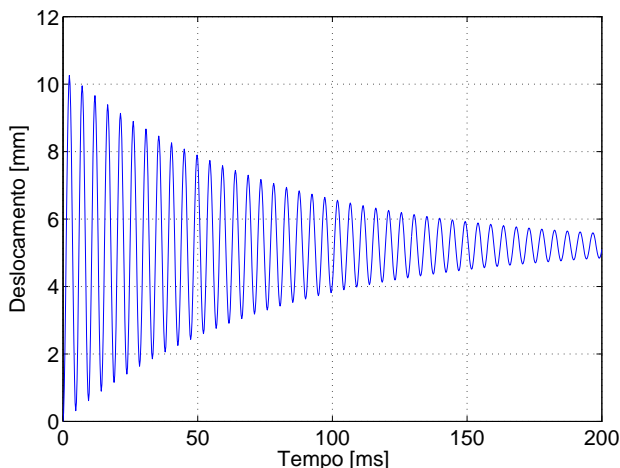


Figura 40: Resposta ao degrau unitário da função de transferência do modelo 1D da válvula de sucção ( $G_v$ ).

mesma, obtém-se:

$$G_v(s) = \frac{H(s)}{F_t(s)} = \frac{1/m_{eq}}{s^2 + 2\zeta\omega_{eq}s + \omega_{eq}^2}, \quad (5.2)$$

sendo  $G_v$  a função de transferência que relaciona a força sobre a válvula com o seu deslocamento, relação vista no diagrama da Fig. 39.

A função degrau unitário é aplicada na entrada da função de transferência ( $G_v$ ) com o intuito de se conhecer as características dinâmicas da resposta transitória da válvula de sucção. A resposta temporal resultante está mostrada na Fig. 40 e suas características dinâmicas podem ser vistas na Tab. 11.

Analisando a resposta transitória, observa-se que a válvula de sucção apresenta uma resposta rápida, com um tempo de subida igual a 0,792 ms. Uma vez que o amortecimento equivalente é baixo, é obser-

Tabela 11: Características dinâmicas do modelo 1D da válvula de sucção ( $G_v$ ).

Característica	Valor
Tempo de subida	0,792 ms
Máximo sobre-sinal	96,9 %
Tempo de acomodação	0,294 s

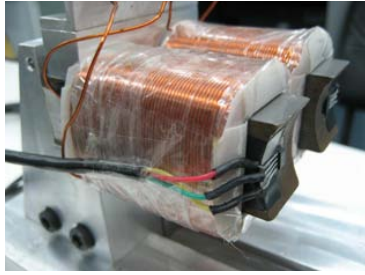
vado um sobre-sinal acentuado de 96,9 % e um tempo de acomodação relativamente grande, igual a 294 ms. Estas características dinâmicas são determinantes no movimento dinâmico da válvula de sucção ao longo do ciclo de funcionamento do compressor, durante o qual, no caso da sucção, a válvula automática é aberta com uma velocidade alta e em seguida apresenta um movimento alternado. Este movimento alternado da válvula automática excita várias bandas do espectro na frequência, fato que aumenta o ruído final do compressor nestas bandas e pode causar o efeito da ressonância com outros componentes.

Para modificar o movimento da válvula de sucção, um sistema de controle ativo pode ser utilizado. Este sistema de controle será responsável pela geração de uma curva desejada sobre o movimento da válvula, respeitando os requisitos do sistema como, por exemplo, uma resposta rápida. Um solenóide será utilizado para gerar uma força de atuação. A escolha deste atuador se deve principalmente à ampla fundamentação teórica, rápida resposta, à capacidade de gerar forças compatíveis às estimativas apresentadas no Capítulo 2 e à possibilidade de gerar deslocamentos na ordem de milímetros.

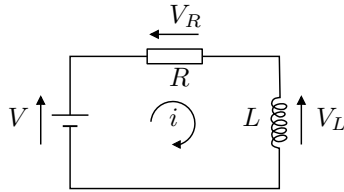
## 5.2 MODELAGEM DO SOLENÓIDE

Nesta seção será construído o modelo matemático de um solenóide utilizado para gerar a força necessária para atuar sobre a válvula. Os conceitos aqui apresentados são baseados na fundamentação teórica exposta na Seção 3.2.2. A Fig. 41 mostra um solenóide típico e o circuito elétrico equivalente.

No modelo mostrado na Fig. 41b,  $R$  representa a resistência elétrica,  $L$  a indutância,  $V$  a voltagem de entrada,  $V_R$  a voltagem sobre a resistência,  $V_L$  a voltagem sobre a indutância e  $i$  a corrente elétrica no circuito. As voltagens sobre a resistência e sobre a indutância são



(a)



(b)

Figura 41: (a) Exemplo de um típico solenóide e (b) circuito RL correspondente.

dadas, respectivamente, por:

$$V_R(t) = Ri(t) , \quad (5.3)$$

$$V_L(t) = \frac{d(Li(t))}{dt} . \quad (5.4)$$

A segunda lei de Kirchhoff diz que a soma algébrica das tensões elétrica ao longo de qualquer malha fechada em um circuito elétrico é nula. Aplicando-a sobre o circuito mostrado na Fig. 41b, obtém-se

$$0 = V(t) + V_R(t) + V_L(t) \quad (5.5)$$

e, rearranjando,

$$V(t) = V_R(t) + V_L(t) . \quad (5.6)$$

Substituindo as Eqs. (5.3) e (5.4) na Eq. (5.6) é obtida a equação diferencial de primeira ordem

$$V(t) = Ri(t) + \frac{d(Li(t))}{dt} . \quad (5.7)$$

Aplicando a transformada de Laplace sobre a Eq. (5.7) e considerando nulas as condições iniciais, obtém-se

$$V(s) = RI(s) + LI(s)s . \quad (5.8)$$

Ordenando os termos da Eq. (5.8) de forma que seja obtida a

relação de voltagem de entrada e corrente elétrica resultante, é obtido

$$\frac{I(s)}{V(s)} = \frac{\frac{1}{R}}{\frac{L}{R}s + 1} . \quad (5.9)$$

A relação mostrada na Eq. (5.9) se encaixa dentro de um sistema de primeira ordem.

### 5.3 FORÇA ELETROMAGNÉTICA

Sabe-se da literatura que a força eletromagnética ( $f_{mag}$ ) gerada por um solenóide é proporcional ao quadrado da corrente elétrica ( $i$ ) e inversamente proporcional ao quadrado da distância entre o solenóide e o elemento mecânico, também conhecida como entreferro ( $w$ ) (BISHOP, 2008; HAGOPIAN; MAHFOUD, 2010; GOMES, 2003; GALVÃO TAKASHI YONEYAMA; MACHADO, 2003), ou seja:

$$f_{mag} \propto \frac{i(t)^2}{w(t)^2} , \quad (5.10)$$

podendo ainda ser reescrita como:

$$f_{mag} = K_l \frac{i(t)^2}{w(t)^2} , \quad (5.11)$$

sendo  $K_l$  o coeficiente de conversão eletro-mecânica (GALVÃO TAKASHI YONEYAMA; MACHADO, 2003).

A distância entre solenóide e o elemento mecânico, neste caso a válvula de sucção, pode ser expressa por:

$$w = w_0 + h \Rightarrow h = w - w_0 , \quad (5.12)$$

sendo  $w_0$  e  $h$  a distância entre o solenóide e o assento da válvula e a distância entre válvula e o assento, respectivamente.

A Fig. 42 mostra a relação apresentada na Eq. (5.12). Como a distância entre o solenóide e o assento da válvula ( $w_0$ ) é constante, o entreferro varia de acordo com o movimento da válvula ( $h$ ). A força  $f_{mag}$  possui um comportamento não-linear sobre o qual não é aplicável o princípio da superposição. Na engenharia de controle, uma operação normal do sistema pode ser em torno de um ponto de equilíbrio<sup>1</sup>, e os

---

<sup>1</sup>Também denominado ponto de operação.

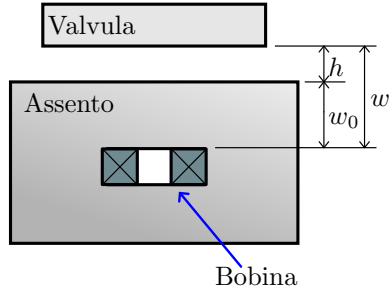


Figura 42: Diagrama mostrando o entreferro ( $w$ ) e a variação de posição da válvula ( $h$ ).

sinais podem ser considerados pequenos sinais em torno do equilíbrio. Se um sistema operar em torno de um ponto de equilíbrio e se os sinais envolvidos forem pequenos, então é possível aproximar o sistema não-linear por um sistema linear (OGATA, 2003). Um processo bastante utilizado é através da utilização da série de Taylor para escrever a função não-linear em torno de um ponto de operação. Desprezando os tempos de ordem elevada da expansão, uma função linear é obtida para valores próximos ao ponto de equilíbrio. Escrevendo a força eletromagnética  $f_{mag}$  através da expansão pela série de Taylor, tem-se:

$$f_{mag}(\Delta i, w) = f_{mag0} + \kappa_1 \Delta i + \kappa_2 \Delta w + \delta, \quad (5.13)$$

sendo

$$f_{mag0} = f_{mag}(i_0, w_0) \quad (5.14)$$

$$\kappa_1 = \left. \frac{\partial f_{mag}}{\partial i} \right|_{i=i_0, w=w_0}, \quad (5.15)$$

$$\kappa_2 = \left. \frac{\partial f_{mag}}{\partial w} \right|_{i=i_0, w=w_0}, \quad (5.16)$$

$$\Delta i = i - i_0, \quad (5.17)$$

$$\Delta w = h = w - w_0, \quad (5.18)$$

sendo que  $i_o$  refere-se à corrente elétrica necessária para impor sobre a válvula a posição  $w_0$ , desconsiderando a existência do assento. Ou seja,  $i_0$  é a corrente que é necessária para gerar uma força tal que desloque a válvula  $w_0$  em relação ao solenóide. Desta forma, o ponto de equilíbrio



para este sistema é  $(i_0, w_o)$ . Já o termo  $\delta$  representa a parcela referente aos termos de ordem superiores a um da expansão de Taylor da função. Desprezando  $\delta$  da Eq. (5.13) e considerando a Eq. (5.12) tem-se:

$$f_R(\Delta i, h) = f_{mag_0} + \kappa_1 \Delta i + \kappa_2 h , \quad (5.19)$$

sendo  $f_R$  é a força magnética linearizada em torno do ponto de equilíbrio  $(i_0, h_0)$  e que será utilizada pelo sistema de controle para controlar o deslocamento da válvula.

Os termos  $\kappa_1$  e  $\kappa_2$  podem ser entendidos como termos que relacionam a variação da força magnética com a variação de corrente e a variação da posição, respectivamente. Estes coeficientes podem ser obtidos de forma experimental, como mostrado em (GOMES; NETO, 2003). Neste trabalho, para o experimento realizado os valores obtidos foram:

$$\kappa_1 = 0,392 \text{ N/A} , \quad (5.20)$$

$$\kappa_2 = 1,176 \text{ N/m} . \quad (5.21)$$

Considerando a força eletromagnética como a força que atuará no sistema, ou seja,  $f_{at} = f_R$ , tem-se que

$$f_t = f_p + f_R . \quad (5.22)$$

Substituindo a Eq. (5.22) e a Eq. (5.19) na Eq. (2.2), obtém-se:

$$\ddot{h} + 2\zeta\omega_n \dot{h} + \omega_n^2 h = \frac{1}{m_{eq}} (f_p + f_{mag_0} + \kappa_1 \Delta i + \kappa_2 h) . \quad (5.23)$$

A partir da Eq. (5.23), as características do sistema composto pela válvula e pelo atuador poderão ser avaliadas e um sistema de controle desenvolvido para o controle da posição da válvula.

## 5.4 SISTEMA VÁLVULA-ATUADOR

O sistema composto pela válvula e pelo atuador (doravante denominado *válvula-atuador*) será analisado de modo que suas características dinâmicas sejam obtidas. Para tanto, a Eq. (5.23) será utilizada considerando como entrada a voltagem do circuito RL e como saída o deslocamento da válvula.

A partir da Eq. (5.7) tem-se a relação entre a voltagem de entrada

e a corrente elétrica resultante. Reescrevendo-a em termos da variação de corrente elétrica, obtém-se:

$$V(t) = R(i_0(t) + \Delta i(t)) + \frac{d(L(i_0(t) + \Delta i(t)))}{dt} . \quad (5.24)$$

Uma vez que o termo  $i_0(t)$  é referente ao valor da corrente elétrica no ponto de equilíbrio é um valor constante, sua derivada em relação ao tempo é nula. Assim, rearranjando os termos da Eq. (5.24), obtém-se:

$$V(t) = Ri_0(t) + R\Delta i(t) + \frac{d(L\Delta i(t))}{dt} . \quad (5.25)$$

É possível notar que uma parcela da voltagem apresenta um comportamento constante, cujo valor é proporcional à corrente no ponto de equilíbrio, enquanto outra apresenta um comportamento dinâmico, a qual será utilizada para controlar o movimento da válvula. Assim, pode-se definir:

$$V(t) = V'(t) + V_0(t) , \quad (5.26)$$

$$V'(t) = R\Delta i + \frac{d(L\Delta i(t))}{dt} , \quad (5.27)$$

$$V_0 = Ri_0 , \quad (5.28)$$

sendo  $V(t)$  e  $V'(t)$  a voltagem total e a parcela dinâmica da voltagem, respectivamente. Já o termo  $V_0$  é a parcela estática da voltagem total a qual é obtida a partir da corrente no ponto de equilíbrio.

#### 5.4.1 Representação no Espaço de Estados do Sistema Válvula-Atuador

O objetivo desta seção é obter a representação no espaço de estados do sistema válvula-atuador. Esta abordagem é importante uma vez que é definida no domínio do tempo e pode ser utilizada para construção de algoritmos de controle, tais como Alocação de pólos e Controle ótimo, entre outros.

As variáveis de estados escolhidas podem ser vistas a seguir:

$$x_1(t) = h(t) , \quad (5.29)$$

$$x_2(t) = \dot{h}(t) , \quad (5.30)$$

$$x_3(t) = \Delta i(t) . \quad (5.31)$$

Já a entrada e a saída são:

$$\text{Entrada: } u(t) = V'(t) , \quad (5.32)$$

$$\text{Saída: } y(t) = h(t) . \quad (5.33)$$

Utilizando as Eqs. (5.23) e (5.27), e fazendo as devidas manipulações algébricas, obtém-se:

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t) , \quad (5.34)$$

$$\dot{x}_2(t) = \left( -\omega_{eq}^2 + \frac{\kappa_2}{m_{eq}} \right) x_1(t) - 2\zeta\omega_{eq}x_2(t) + \frac{\kappa_1}{m_{eq}}x_3(t) \quad (5.35)$$

$$\dot{x}_3(t) = -\frac{R}{L}x_3(t) + \frac{1}{L}u(t) , \quad (5.36)$$

$$y(t) = x_1(t) . \quad (5.37)$$

Em forma matricial, tem-se:

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\omega_{eq}^2 + \frac{\kappa_2}{m_{eq}} & 2\zeta\omega_{eq} & \frac{\kappa_1}{m_{eq}} \\ 0 & 0 & -\frac{R}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L} \end{bmatrix} u(t) , \end{aligned} \quad (5.38)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u(t) . \quad (5.39)$$

Adicionalmente, escrevendo na forma padrão da representação no espaço de estados:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}u(t) \\ y(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}u(t) \end{cases} , \quad (5.40)$$

onde

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \dot{x}_3(t) \end{Bmatrix}, \quad (5.41)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\omega_{eq}^2 + \frac{\kappa_2}{m_{eq}} & 2\zeta\omega_{eq} & \frac{\kappa_1}{m_{eq}} \\ 0 & 0 & -\frac{R}{L} \end{bmatrix}, \quad (5.42)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{L} \end{bmatrix}, \quad (5.43)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (5.44)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (5.45)$$

Os valores dos parâmetros utilizados nas matrizes acima são mostrados na Tab. 12. Os resultados a serem expostos daqui em diante utilizam estes valores sobre as equações do sistema.

Tabela 12: Parâmetros utilizados nas análises.

Parâmetro	Valor	Unidade
$R$	1	$\Omega$
$L$	0,01	H
$K_l$	0,0001	
$\kappa_1$	0,392	N/A
$\kappa_2$	1,176	N/m
$\omega_{eq}$	1325,8	rad/s
$w_0$	0,005	m
$\zeta$	0,01	
$k_{eq}$	192	N/m
$m_{eq}$	$1,09 \times 10^{-4}$	kg

#### 5.4.2 Características Dinâmicas do Sistema Válvula-Atuador

Com o intuito de se adquirir um maior conhecimento das características dinâmicas do sistema válvula-atuador, a função degrau unitário

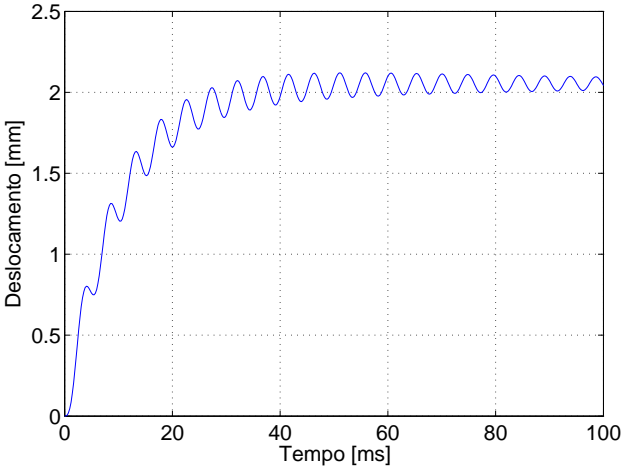


Figura 43: Resposta do sistema em malha aberta válvula-atuador ao degrau unitário na entrada.

será aplicada na entrada. A Fig. 43 mostra a resposta obtida e na Tab. 13 são mostradas as principais características dinâmicas.

Tabela 13: Características dinâmicas do sistema válvula-atuador em malha aberta.

Característica	Valor
Tempo de subida	19,9 ms
Máximo sobre-sinal	3,23 %
Tempo de acomodação	98,7 ms

É possível observar que o sistema válvula-atuador se comporta praticamente como um sistema de primeiro ordem, tendo pequeno sobre-sinal (3,23 %). O tempo de subida é igual a 19,9 ms, o qual é inadequado, uma vez que a frequência do ciclo do compressor é 60 Hz, ou seja, o tempo que o sistema apresenta a saída desejada é superior ao período de um ciclo de operação do compressor. O tempo de acomodação também é lento, sendo aproximadamente equivalente a 5 ciclos de operação do compressor.

Logo, a utilização de uma metodologia de controle é interessante para modificar as características dinâmicas do sistema válvula-atuador

e, desta forma, atender aos requisitos de operação do deslocamento da válvula. Nas seções seguintes, serão verificadas as propriedades estruturais do sistema válvula-atuador para, então, projetar um controlador para o sistema.

## 5.5 VERIFICAÇÃO DAS PROPRIEDADES ESTRUTURAIS DO SISTEMA

O propósito desta seção é investigar as propriedades estruturais do sistema válvula-atuador. A revisão apresentada na Seção 4.4 será base para as análises aqui realizadas. As Eqs. (4.5) e (4.6) serão utilizadas para verificar se o sistema é controlável e observável, respectivamente. Aplicando as equações citadas anteriormente sobre o sistema mostrado na Eq. (5.40) tem-se:

$$\det(\mathbf{P}_c) = \det([\mathbf{B} \ \mathbf{AB} \ \mathbf{A}^2\mathbf{B}]) = -1,28 \times 10^{13}, \quad (5.46)$$

$$\det(\mathbf{Q}) = \det\left(\begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{CA} \\ \mathbf{CA}^2 \end{bmatrix}\right) = 3,58 \times 10^3. \quad (5.47)$$

A partir dos resultados mostrados nas Eqs. (5.46) e (5.47), tendo em vista que os determinantes são não-nulos conclui-se que o sistema é controlável e observável.

## 5.6 PROJETO DO CONTROLE POR ALOCAÇÃO DE PÓLOS

Um controle por Alocação de Pólos é aplicado sobre o sistema válvula-atuador, mostrado na Eq. (5.40). Esta técnica, como dito anteriormente no Capítulo 4, altera a dinâmica do sistema através da modificação dos pólos do sistema, a qual é realizada por meio da introdução da matriz de ganho  $\mathbf{K}_{ap}$ . Assim, o sistema passa a apresentar uma dinâmica desejada. Para um sistema com referência não-nula  $r(t)$ , tem-se que a entrada  $u(t)$  é igual a:

$$u(t) = \mathbf{K}_{ap}\mathbf{x}(t) + r(t). \quad (5.48)$$

A matriz  $\mathbf{K}_{ap}$  neste caso possui ordem  $1 \times 3$  e multiplica o vetor de estado e o produto é adicionado na entrada. O posicionamento dos pólos pode ser feito de forma arbitrária.

Um conjunto de pólos é escolhido a fim de obter uma resposta

adequada para o sistema de controle analisado. Dito isto, o conjunto proposto é:

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} -2000 + 15000i & -2000 - 15000i & -10000 \end{bmatrix} \quad (5.49)$$

Para este conjunto, a matriz de ganho de realimentação de estado ( $\mathbf{K}_{ap}$ ) é igual a:

$$\mathbf{K}_{ap} = \begin{bmatrix} 6,3135 \times 10^6 & 743,72 & 138,73 \end{bmatrix} . \quad (5.50)$$

Considerando a matriz  $\mathbf{K}_{ap}$  mostrada na Eq. (5.50), a matriz  $\mathbf{A} - \mathbf{BK}_{ap}$  é igual a

$$\mathbf{A} - \mathbf{BK}_{ap} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1,747 \times 10^6 & -26,52 & 3588 \\ -6,314 \times 10^8 & -7,437 \times 10^4 & -1,397 \times 10^4 \end{bmatrix} . \quad (5.51)$$

Tabela 14: Características dinâmicas do sistema controlado por alocação de pólos.

Característica	Alocação de pólos	Sistema não-controlado
Tempo de subida	0,19 ms	19,9 ms
Máximo sobre-sinal	28,9 %	3,23 %
Tempo de acomodação	1,59 ms	98,7 ms

Para avaliar as características dinâmicas do sistema controlado por Alocação de pólos, um degrau unitário é aplicado na entrada do sistema. A resposta do sistema controlado para esta entrada pode ser vista na Fig. 44 e os respectivos valores das características da resposta temporal na Tab. 14.

Já o valor do ganho da entrada para a configuração onde o controlador é aplicado no ramo de realimentação, definido na Seção 4.7, para estes valores é dado por:

$$\bar{N}_{AP} = 1,27 \times 10^7 . \quad (5.52)$$

Nota-se a partir da Fig. 44 que a resposta do sistema controlado já apresenta o valor de referência em um tempo adequado para os requisitos da válvula de sucção do compressor utilizado. Observa-se ainda que enquanto a resposta do sistema não-controlado ainda está

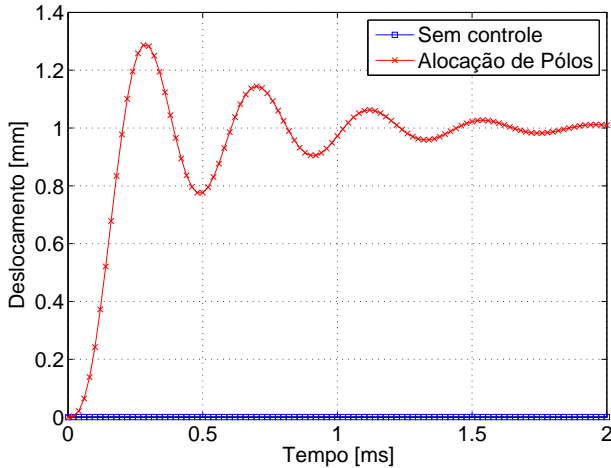


Figura 44: Comparação da resposta do sistema controlado por alocação de pólos com o sistema não-controlado.

crecendo até o valor de referência, o sistema controlado já apresenta o valor desejado. Já o tempo de subida, que é uma característica importante pois indica a velocidade de resposta do sistema, foi aproximadamente 100 vezes menor em relação ao sistema não-controlado. O máximo sobre-sinal do sistema controlado foi maior em relação ao sinal do sistema não-controlado. O tempo de acomodação do sistema controlado apresentou comportamento similar ao do tempo de resposta, aproximadamente 100 vezes menor do que o apresentado pelo sistema não-controlado.

## 5.7 PROJETO DO CONTROLADOR LQR

O projeto do controlador LQR é realizado para modificar a dinâmica do sistema válvula-atuador. Como citado no Capítulo 4, o controlador LQR se enquadra na classe de controle denominada de ótimo uma vez que a escolha da posição dos pólos é feita visando a minimização de uma função de custo.

As matrizes de ponderação  $\mathbf{Q}$  e  $\mathbf{R}$  utilizadas na função de custo foram:



$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 \times 10^{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0,25 & 0 \\ 0 & 0 & 0,25 \end{bmatrix}, \quad (5.53)$$

$$\mathbf{R} = 1 \times 10^{-4}. \quad (5.54)$$

A matriz de ponderação  $\mathbf{Q}$  priorizou uma maior ação sobre o estado  $x_1$  enquanto os demais tem um esforço menor. Ou seja, é desejado que o controlador despenda um maior esforço energético sobre o estado  $x_1$ , que corresponde ao deslocamento da válvula ( $h$ ). Obtendo-se a matriz de realimentação para o controlador LQR ( $\mathbf{K}_{\text{LQR}}$ ) a partir das matrizes de ponderação, tem-se:

$$\mathbf{K}_{\text{LQR}} = [9,84 \times 10^6 \quad 1,3100 \times 10^3 \quad -309,67] \quad (5.55)$$

Já o valor do ganho da entrada ( $\bar{N}$ ) para os parâmetros adotados é igual a:

$$\bar{N}_{\text{LQR}} = 2 \times 10^7. \quad (5.56)$$

A Fig. 45 mostra um comparação entre a resposta do sistema não-controlado com a resposta do sistema com um controlador LQR ao degrau unitário. A resposta obtida do sistema de controle apresentou uma resposta consideravelmente mais rápida em relação ao sistema sem controle. A despeito de um sobre-sinal de aproximadamente 8 %, o regime permanente é obtido mais rápido em relação ao sistema não-controlado. Já as características da resposta temporal do sistema com controle LQR são comparadas aos resultados obtidos pelo sistema controlador por Alocação de Pólos e sistema não-controlado, mostradas na Tab. 15. O tempo de subida do sistema com controle LQR é inferior ao obtido na utilização do controle por Alocação de Pólos. O máximo sobre-sinal obtido pelo LQR também foi consideravelmente menor em relação ao resultado obtido por Alocação de Pólos, aproximadamente 4 vezes menor. O tempo de acomodação obtido pelo controle LQR também é aproximadamente 4 vezes menor em relação ao resultado obtido na aplicação do controle por Alocação de Pólos.

Observando os resultados obtidos pelos controladores LQR e Alocação de Pólos e comparando-os aos do sistema válvula-atuador não-controlado verifica-se que as características dinâmicas do sistema foram modificadas. O controle LQR apresentou melhores resultados em relação ao controle por Alocação de Pólos, apresentando uma resposta

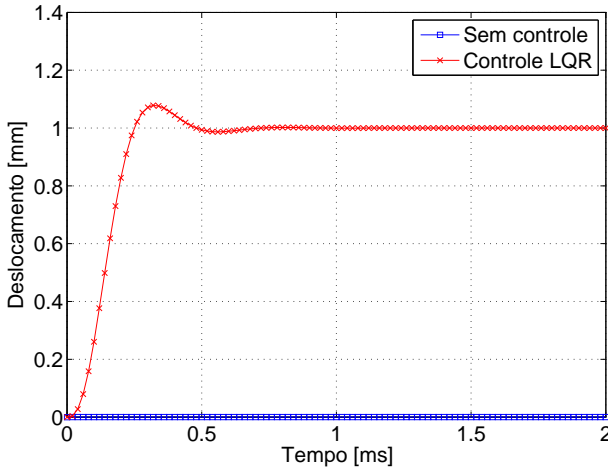


Figura 45: Comparação da resposta do sistema com controle LQR com o sistema não-controlado.

Tabela 15: Comparação das características dinâmicas do sistema controlado pelo controle LQR, Alocação de pólos e sistema não controlado.

Característica	LQR	Alocação de Pólos	Sistema não-controlado
Tempo de subida	0,15 ms	0,19 ms	19,9 ms
Máximo sobre-sinal	7,83 %	28,9 %	3,23 %
Tempo de acomodação	0,43 ms	1,59 ms	98,7 ms

mais rápida com um menor máximo sobre-sinal. Assim, o sistema válvula-atuador com controle LQR será utilizado para alterar a abertura da válvula de sucção durante a simulação do compressor. Para tanto, as equações utilizadas na modelagem do sistema são implementadas no código do programa RECIP. Desta forma, os resultados para uma válvula de sucção controlada durante a simulação poderão ser obtidos.

### 5.8 PROJETO DO OBSERVADOR DE ESTADOS

Nesta seção será realizado o projeto do observador de estados para o sistema de controle da abertura da válvula. Até o presente

momento é admitido que todas as variáveis de estados são conhecidas. Contudo, numa aplicação real isto nem sempre é verdadeiro. No projeto do observador será considerado apenas o conhecimento da saída do sistema, ou seja, o conhecimento do deslocamento da válvula ( $h$ ). A modelagem matemática de um observador de estados é apresentada na Seção 4.6. Visto que é desejado que a dinâmica do observador seja mais rápida do que o sistema a ser controlado, é aconselhável que os pólos do observador sejam posicionados pelo menos 5 vezes mais para a esquerda em relação aos pólos dominantes do sistema (OGATA, 2003). Considerando esta informação, os pólos escolhidos para o observador de estado são mostrados abaixo:

$$\mathbf{P}_{ob} = \begin{bmatrix} 60000 & 60001 & 60002 \end{bmatrix} . \quad (5.57)$$

A partir da matriz de pólos do observador de estados, a matriz de penalização  $\mathbf{K}_e$  é:

$$\mathbf{K}_e = \begin{bmatrix} 1,5134 \times 10^5 & 7,35 \times 10^9 & 3,13 \times 10^{10} \end{bmatrix} . \quad (5.58)$$

A Fig. 46 apresenta a comparação de um sistema de controle LQR com todos variáveis de estados conhecidas e um estimando-as por meio do observador de estados desenvolvido nesta seção. É possível notar que o observador de estados estimou os estados  $x_2$  e  $x_3$  de forma adequada. Assim, nas análises a seguir o observador de estados será incorporado ao sistema de controle de abertura da válvula de sucção.

## 5.9 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foi realizada a modelagem do sistema válvula-atuador. Como atuador foi utilizado o modelo de um solenóide a fim de gerar a força de atuação. Os controles Alocação de Pólos e LQR usados para modificar a dinâmica do controle da abertura da válvula. Foi ainda construído um observador de estados de ordem plena a fim de estimar o valor dos estados a partir da leitura da saída.

Foi observado que os controladores construídos melhoraram a resposta da válvula em comparação ao sistema não-controlado. O controle LQR destacou-se por ter uma resposta mais rápida e um menor máximo sobre-sinal e comparação ao controle por Alocação de Pólos. O observador de estados construído conseguiu estimar os estados do

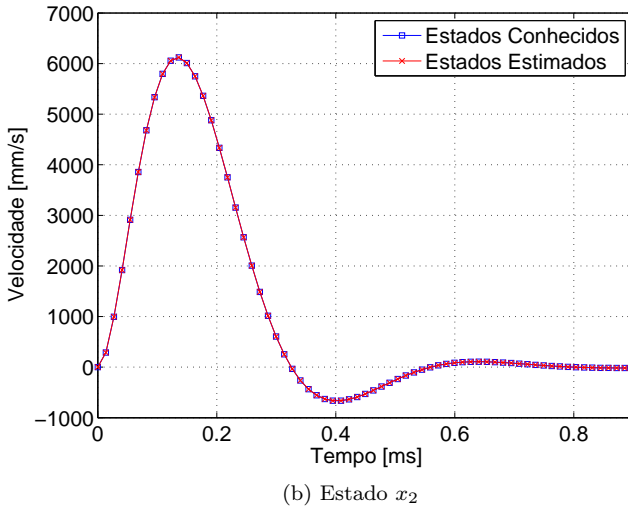
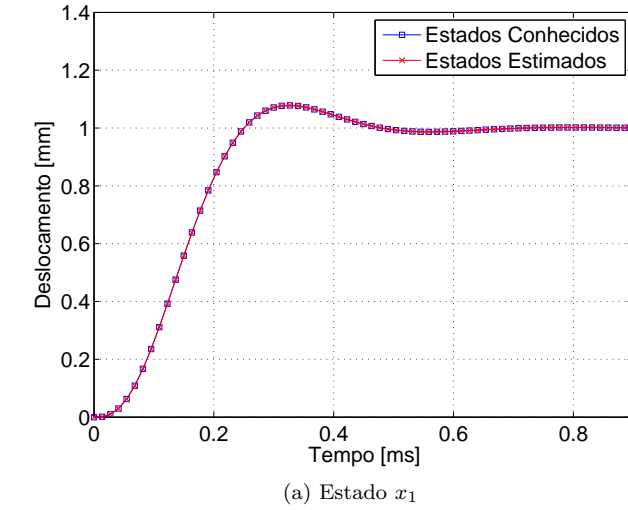


Figura 46: Comparação entre o sistema com variáveis de estado conhecidas e sistema estimando-as através do observador de estados.

sistema.

A próxima seção apresenta os resultados do sistema de controle

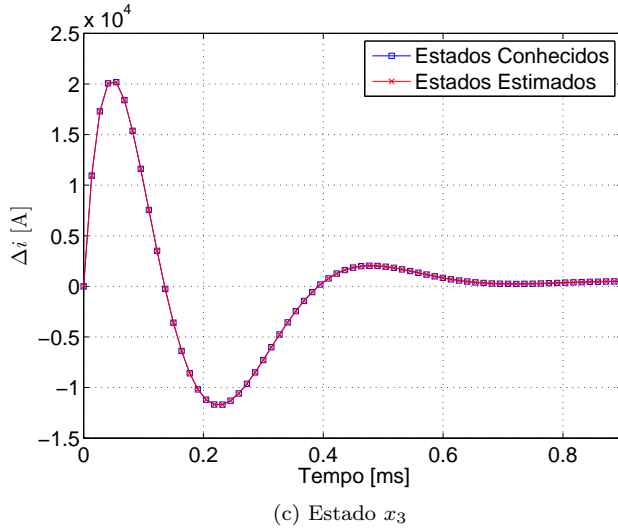


Figura 46: Comparação entre o sistema com variáveis de estado conhecidas e sistema estimando-as através do observador de estados (Cont.).

do movimento da válvula de sucção aplicado sobre o funcionamento do compressor. Para tanto, o sistema de controle é implementado no código RECIP. As respostas do sistema de controle assim como a eficiência e o ruído gerado pelo compressor serão obtidos e avaliados.



## 6 RESULTADOS

A partir dos resultados apresentados no Capítulo 2 e da fundamentação teórica realizada nos capítulos anteriores, esta seção tem o intuito de apresentar os resultados obtidos através de simulação do compressor considerando um movimento modificado na válvula de sucção. Esta abertura é gerada através da utilização do sistema de controle construído no capítulo anterior. A Fig. 47 apresenta um diagrama mostrando o sistema da válvula controlada considerado na análise realizada. O modelo considera o controle LQR construído na Seção 5.7, um atuador eletromagnético (solenóide) para geração da força de atuação e, para representar o sensor, uma realimentação unitária, ou seja, um sensor com ganho unitário. As informações de voltagem, corrente elétrica e a força magnética necessários para gerar a curva de referência são obtidas. Estas informações são importantes para verificar a viabilidade da construção de um atuador e ainda obter dados para uma futura aplicação experimental.

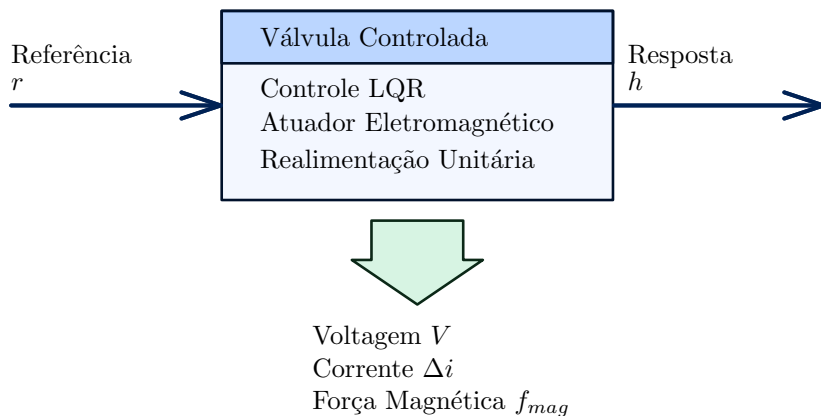


Figura 47: Diagrama apresentado a válvula de sucção controlada utilizada, entrada do sistema ( $r$ ), saída ( $h$ ) e as informações do funcionamento do atuador.

Para simular o sistema de controle da abertura da válvula de sucção durante o funcionamento do compressor, este sistema foi implementado dentro do código do RECIP. Assim, o programa RECIP considera o sistema de controle da válvula de sucção durante a simulação do funcionamento do compressor. Os resultados de eficiência  $COP$

e ruído do compressor para o deslocamento gerado pelo sistema de controle são obtidos.

Os movimentos Degrau, Hanning, Original-cosseno e a curva otimizada são aplicadas na referência ( $r$ ) do sistema de controle do movimento da válvula de sucção. O movimento Degrau foi selecionado a fim de avaliar o comportamento do compressor e do sistema de controle considerando uma curva que minimize as perdas associadas ao movimento da válvula. O movimento Hanning foi selecionado pois apresentou expressiva atenuação na pressão externa do compressor em uma ampla faixa em comparação com o resultado obtido pela abertura normal. O movimento Original-cosseno foi selecionado pois, como esta curva inicia a atuação apenas quando a válvula atinge o deslocamento máximo, esta curva propicia uma economia de energia visto que durante a abertura da válvula são observadas maiores amplitudes de força. Além disto, segundo os resultados estimados no Capítulo 2, este movimento necessita de força de atuação em apenas um sentido. Este resultado é interessante pois um solenóide que atue em apenas um sentido é necessário para a geração desta curva, diminuindo assim a complexidade de um possível atuador. A curva otimizada também foi selecionada a fim de avaliar o comportamento do sistema de controle frente uma curva complexa, com vários transientes ao longo da abertura.

Este capítulo ainda está dividido considerando os resultados do sistema de controle e os resultados da simulação do compressor. Os resultados do sistema de controle permitem avaliar se este obteve sucesso em produzir o movimento desejado na abertura da válvula e os valores de corrente, voltagem e força associados. Em seguida os principais resultados de eficiência  $COP$  e nível de ruído do compressor são apresentados na seção seguinte.

## 6.1 RESULTADOS DOS SISTEMA DE CONTROLE

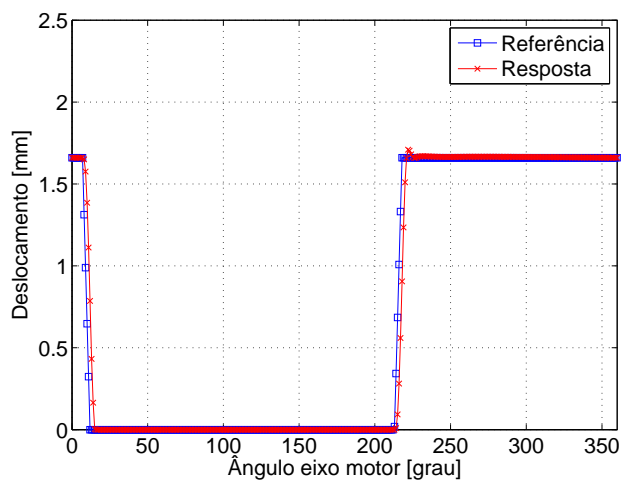
A Fig. 48 apresenta as respostas obtidas para o deslocamento da válvula ( $h$ ) em cada movimento aplicado e as respectivas referências ( $r$ ). De forma geral observa-se que o sistema de controle conseguiu gerar respostas próximas à referência. Um pequeno atraso de aproximadamente 0,11 ms é observado na resposta em comparação à referência aplicada. No movimento Degrau é observado um sobre-sinal em aproximadamente 222°, cujo valor percentual é de 2,95 %. Já para movimentos Hanning e Original-cosseno a resposta obtida é prati-



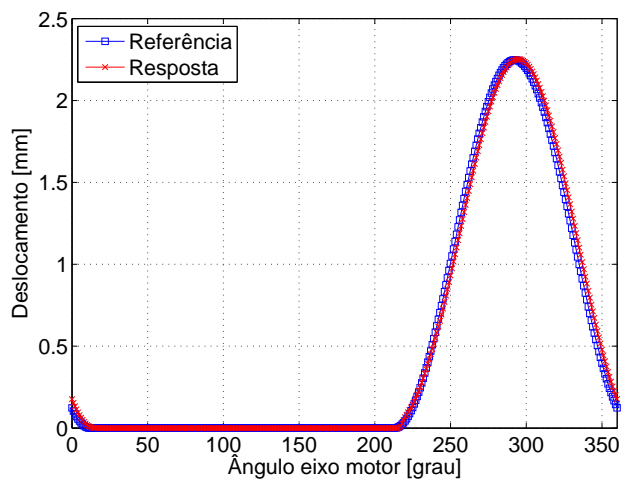
camente a mesma referência de entrada. A referência do movimento Original-cosseno, como mostrado na Fig. 48c, permanece igual a zero até o instante em que a válvula atinge o deslocamento máximo. Até este instante, a válvula é aberta de forma passiva devido à diferença de pressão através da mesma e o atuador não exerce qualquer força sobre a válvula. A partir do instante em que o deslocamento é máximo pode-se observar que o sistema de controle produz um deslocamento com um pequeno erro em relação à referência de entrada. No caso da Curva Otimizada, embora este seja um movimento mais complexo em comparação aos demais, o sistema de controle produziu um deslocamento bem próximo como mostrado na Fig. 48d.

A Fig. 49 apresenta os resultados das parcelas dinâmicas de voltagem, corrente elétrica e força de atuação necessários para geração dos deslocamentos sobre a válvula de sucção. Como informado no Capítulo 5, estas grandezas apresentam uma parcela estática, que corresponde ao valor no ponto de equilíbrio, e uma parcela dinâmica. O valor da parcela estática pode ser obtido experimentalmente e neste trabalho é desprezado. As forças de atuação necessárias para geração das curvas modificadas são mostradas na Fig. 49a. Com a exceção do resultado para o movimento Degrau, os resultados encontram-se dentro da faixa  $[-1 \text{ N}, 1 \text{ N}]$ . No movimento Degrau é observado uma força de atuação bastante alta (aproximadamente  $4 \text{ N}$ ) no instante em que a válvula é aberta, em aproximadamente  $213^\circ$ . Este fenômeno pode ser explicado pela alta aceleração no momento em que a curva Degrau é aberta. No fechamento da válvula também é observado um alto valor de força para este movimento. Para o movimento Hanning é observada uma força negativa entre  $213^\circ$  e  $250^\circ$ . Como dito no Capítulo 2, neste intervalo o atuador procura desacelerar a válvula já que a aceleração desta abertura menor em relação à da abertura normal. A amplitude do valor negativo ( $-0,75 \text{ N}$ ) é maior que a amplitude positiva. Isto indica que para gerar ao movimento Hanning é necessário que o atuador produza força tanto no sentido positivo quanto no negativo. A força de atuação para o movimento Original-cosseno passa a atuar sobre a válvula após o ângulo  $248^\circ$ . A partir deste ângulo a força apresenta um pequeno transiente ( $248^\circ$  a  $251^\circ$ ) e então passa a ter um comportamento suave. No fechamento, um crescimento na força é observado devido à desaceleração que este movimento impõe. As amplitudes da força de atuação para gerar este movimento são positivas, ou seja, um atuador em apenas um sentido é necessário. Isto diminui a complexidade na construção do atuador e possivelmente proporciona uma redução nos custos. Já a curva otimizada apresenta maior complexidade comparada aos demais.

As amplitudes observadas são comparáveis aos demais, mas apresentam diversos transientes ao longo do intervalo em que a válvula permanece aberta.



(a) Degrau inclinado



(b) Hanning

Figura 48: Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle.

Os resultados obtidos para a corrente elétrica apresentaram comportamento semelhante aos obtidos para força de atuação, como visto na Fig. 49b. A corrente para as curvas estão entre  $-2$  A e  $2$  A com exceção para o movimento Degrau. Neste movimento um alto valor de corrente (aproximadamente  $10$  A) é observado na abertura e no fechamento.

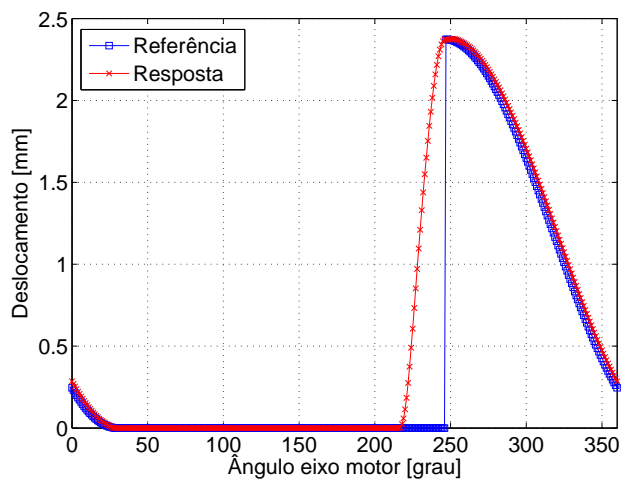
Já a variação da voltagem para geração dos movimentos modificados é mostrado na Fig. 49c. De forma geral, as amplitudes de voltagem encontram entre  $-100$  V e  $100$  V. Para o movimento Degrau e para curva otimizada é observada uma alta voltagem próximo ao instante em que a válvula é aberta, com amplitudes maiores que  $500$  V. O movimento Hanning apresenta um alto valor de voltagem com sentido negativo próximo à abertura de  $150$  V. O movimento Original-cosseno por sua vez também apresenta um pico de voltagem de aproximadamente  $200$  V no instante em que o atuador passa a exercer força sobre a válvula.

Outra importante grandeza é a potência elétrica ( $W$ ). A partir desta grandeza pode-se comparar o consumo para geração dos movimentos. A potência elétrica é definida por:

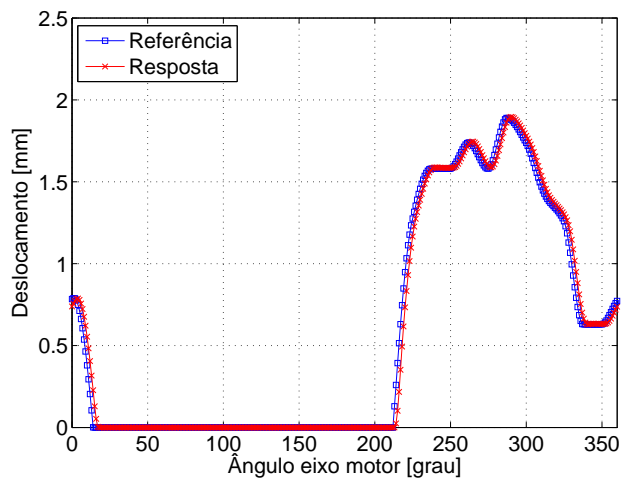
$$W = Vi . \quad (6.1)$$

Aplicando a Eq. (6.1) sobre os resultados de voltagem e corrente elétrica dos movimentos modificados são obtidas as respectivas potências elétricas mostradas na Fig. 50. A Tab. 16 apresenta os valores RMS das potências elétricas ( $W_{RMS}$ ) para os movimentos modificados. É possível notar que as potências elétricas obtidas a partir das curvas aplicadas apresentaram grandes amplitudes próximo ao instante em que a válvula é aberta e quando é fechada,  $213^\circ$  e  $14^\circ$  respectivamente. Ou seja, é consumida uma considerável quantidade de energia na abertura e no fechamento destas curvas. O movimento Original-cosseno apresentou uma grande amplitude de potência no instante em que o atuador passa a exercer força sobre a válvula, em cerca de  $248^\circ$ . Através do valor RMS das potências elétricas referente ao ciclo de funcionamento do compressor, mostrado na Tab. 16, pode-se observar que os movimentos Original-cosseno e Hanning apresentam um menor consumo médio ao longo do ciclo. Já a Curva Otimizada e especialmente o movimento Degrau apresentam uma potência elétrica média consideravelmente maior.

A partir dos resultados obtidos da simulação é possível concluir que o sistema de controle se mostrou apto a produzir o movimento

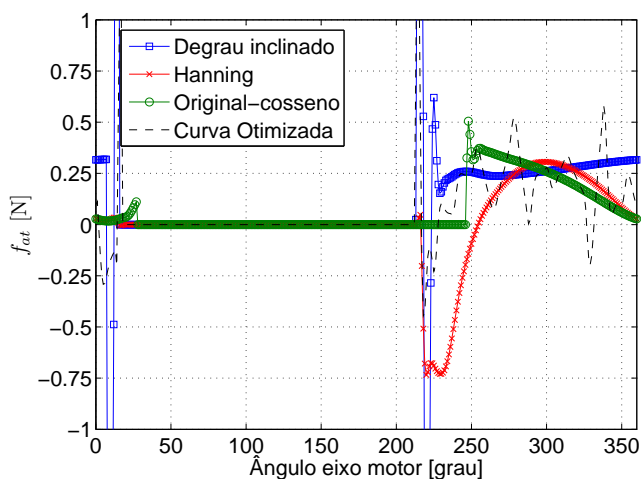


(c) Original-cosseno

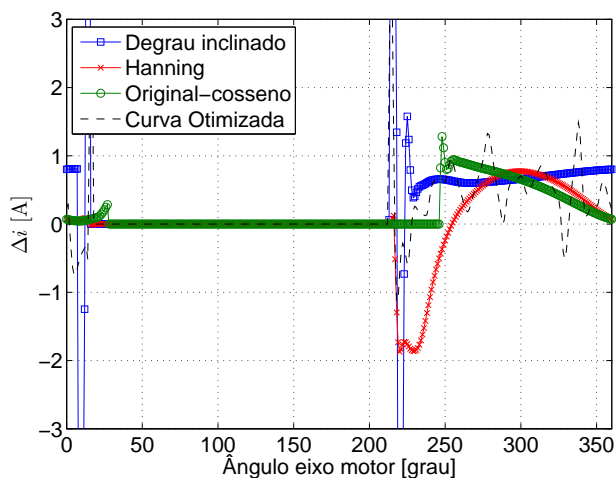


(d) Curva Otimizada

Figura 48: Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle (Cont.).



(a) Força de atuação



(b) Variação de Corrente

Figura 49: Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle.

desejado sobre a válvula de sucção a despeito de um pequeno erro observado. Os resultados de voltagem, corrente elétrica e força de atuação

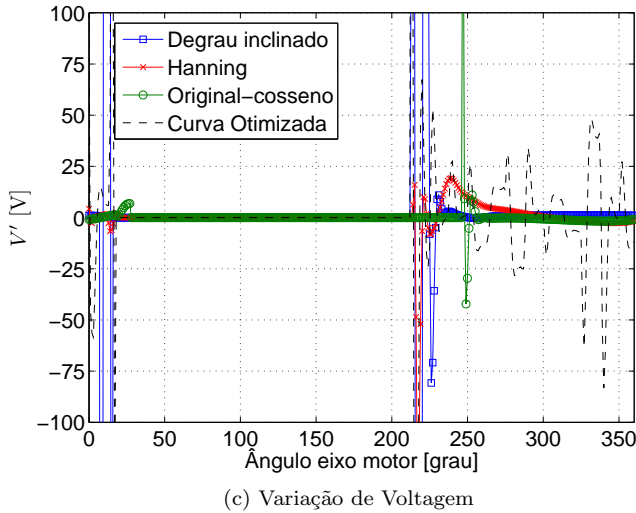


Figura 49: Comparação do resultado obtido de deslocamento da válvula de sucção com a referência aplicada na entrada do sistema de controle (Cont.).

encontraram-se dentro de um intervalo que possibilita a implementação do sistema modelado em uma situação experimental. Deve-se ainda salientar que os resultados são estimativas, devendo-se considerar certa discrepância do valor exato. Não obstante este dado, as informações apresentadas nesta seção são de grande importância em uma aplicação prática.

## 6.2 RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR

Nesta seção serão apresentados os resultados referentes ao desempenho do compressor utilizando o sistema de controle do movimento da válvula de sucção.

Não obstante as curvas obtidas a partir do sistema de controle apresentem um pequeno atraso em relação à referência, o resultado da pressão da câmara de sucção foi similar à obtida para as curvas impostas apresentada na Seção 2.3.2 do Capítulo 2. Com exceção do movimento Hanning, as demais curvas apresentam um forte transiente no momento em que a válvula é aberta, em cerca de 214°. Isto está relacionado ao

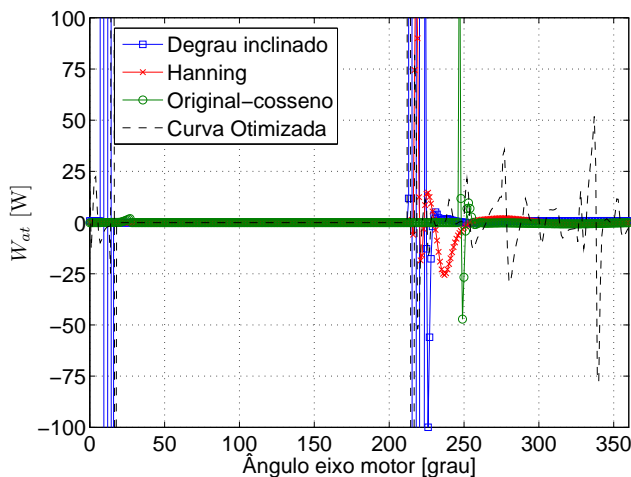


Figura 50: Potência elétrica obtida para as curvas aplicadas na simulação.

Tabela 16: Valor RMS da potência elétrica necessária para geração dos movimentos modificadas.

Curva	$W_{RMS}$ [W]
Degrau inclinado	928,88
Hanning	10,7
Original-cosseno	9,2
Curva otimizada	102,7

fluxo de massa de fluido refrigerante uma vez que este neste momento é liberado para sair da câmara de sucção e ir para dentro do cilindro. No caso do movimento Hanning, como é imposta uma menor velocidade na abertura da válvula, o fluxo de massa é consideravelmente menor em relação às demais curvas entre  $214^\circ$  e  $240^\circ$ , como mostrado na Fig. 52. Já o respectivo espectro na frequência, também é praticamente o mesmo do obtido para os movimentos prescritos, mostrado na Seção 2.3.2. Para visualizar melhor a atenuação obtida na pressão da câmara de sucção com a válvula de sucção com abertura modificada, define-se o cálculo da atenuação ( $AT$ ) como sendo:

$$AT = NPS_{mod} - NPS_{nor} , \quad (6.2)$$

sendo  $NPS_{mod}$  e  $NPS_{nor}$  a NPS da pressão da câmara de sucção obtido para válvula de sucção com abertura modificada e NPS da pressão da câmara de sucção obtido para válvula de sucção com abertura normal, respectivamente.

A Fig. 53 apresenta o resultado da atenuação no NPS na câmara de sucção para os movimentos considerados nesta análise. É possível notar uma atenuação na faixa entre 200 Hz e 3 kHz para todas os movimentos, com atenuações em cerca de 10 dB nesta faixa. Destaque para o movimento Hanning que apresentou atenuação de até 49 dB (para 1660 Hz).

No que diz respeito ao compressor como um todo, a atenuação obtidas na faixa entre 200 Hz e 4 kHz é interessante. Dentro desta faixa estão frequências fundamentais de outros componentes do compressor. Com a diminuição da excitação proveniente da pulsação do gás na câmara de sucção, uma menor quantidade de energia interage com outros componentes do compressor. Deste modo, uma redução no nível de ruído é esperada.

Os resultados do NPS no ponto fora do compressor são apresentados na Tab. 17 e de forma gráfica pela Fig. 54 utilizando um filtro de um terço de oitava. Os valores de NPS para as bandas entre 63 Hz e 200 Hz das curvas modificadas apresentaram um aumento em relação ao resultado obtido para abertura normal. Destaque para a banda de 200 Hz, onde o maior valor de NPS da faixa considerada é encontrado. Já entre as bandas de 250 Hz e 6300 Hz, as curvas modificadas apresentaram menores valores de NPS em relação ao obtido pela abertura normal.



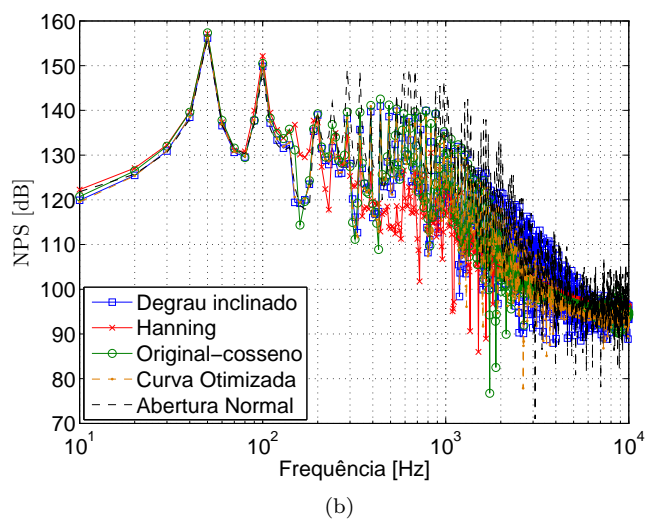
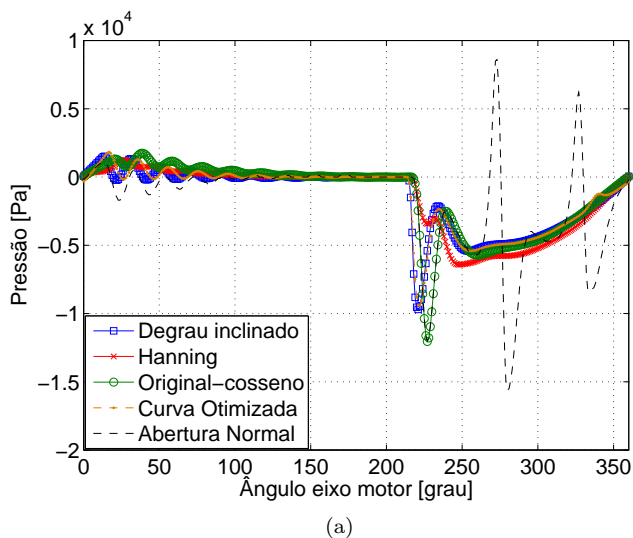


Figura 51: Comparação do resultado obtido de pressão na câmara de sucção. (a) Domínio do tempo e (b) Domínio da frequência.

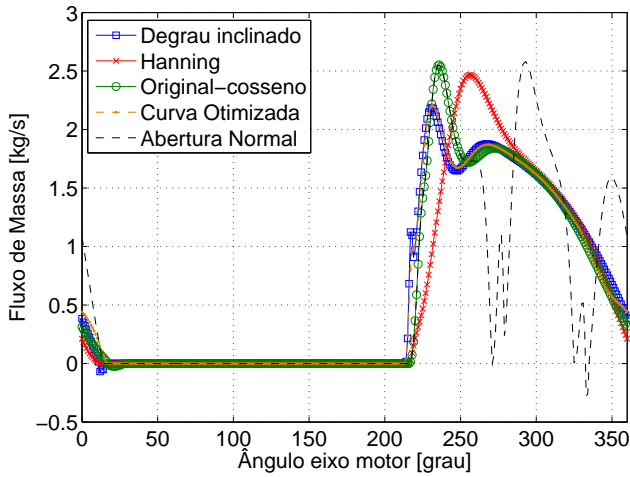


Figura 52: Fluxo de massa do fluido refrigerante da câmara de sucção para dentro do cilindro.

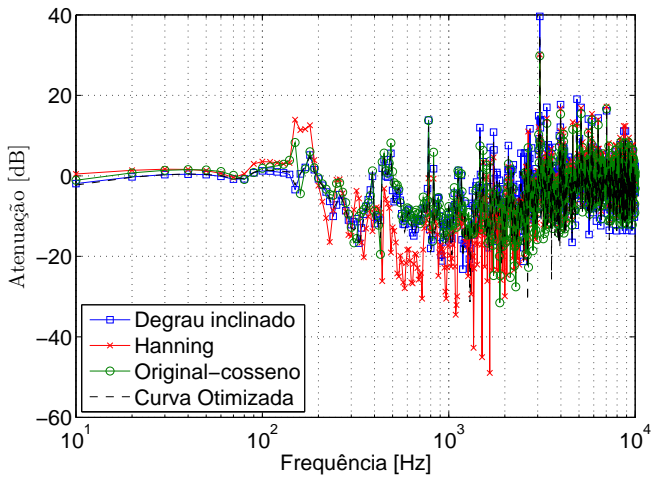


Figura 53: Atenuação no NPS da pressão da câmara de sucção obtido para as curvas de abertura da válvula de sucção modificadas em relação à abertura normal.

Tabela 17: Comparação entre os níveis de pressão sonora obtidos na simulação da válvula controlada com diferentes movimentos e pela abertura normal. A coluna variação refere-se à diferença entre a pressão obtida pela abertura normal e pressão da curva modificada.

Frequência [Hz]	Abertura		Degrau inclinado [dB]		Hanning [dB]		Original-cosseno [dB]		Curva Otimizada [dB]	
	Normal [dB]		NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação	NPS	Variação
63	36.20		36.49	0.29	37.48	1.28	37.66	1.46	36.56	0.36
80	-8.40		-9.22	-0.82	-8.84	-0.44	-8.28	0.12	-9.04	-0.64
100	8.26		9.45	1.19	11.74	3.48	10.06	1.80	9.59	1.32
125	-2.17		-1.05	1.11	1.21	3.38	0.17	2.34	-0.83	1.33
160	-3.25		-3.27	-0.02	4.95	8.20	1.31	4.56	-2.70	0.55
200	30.70		32.14	1.44	34.47	3.77	32.61	1.91	31.55	0.85
250	8.40		1.17	-7.23	1.44	-6.95	4.40	-4.00	1.98	-6.42
315	10.16		-1.24	-11.40	-4.16	-14.32	0.77	-9.39	-1.40	-11.56
400	-2.28		-5.00	-2.72	-15.47	-13.19	-3.77	-1.49	-4.11	-1.83
500	8.83		5.20	-3.63	-12.08	-20.92	6.50	-2.33	5.61	-3.22
630	23.69		13.87	-9.82	3.10	-20.59	14.82	-8.87	12.58	-11.10
800	-9.39		-15.94	-6.55	-25.79	-16.39	-14.11	-4.72	-15.64	-6.25
1000	-10.53		-25.10	-14.56	-30.05	-19.52	-22.10	-11.57	-23.88	-13.35
1250	-3.77		-17.18	-13.42	-25.22	-21.46	-15.98	-12.22	-18.02	-14.26
1600	14.80		10.70	-4.10	4.85	-9.95	9.87	-4.93	9.42	-5.38
2000	-13.03		-17.29	-4.26	-27.36	-14.33	-20.22	-7.19	-19.69	-6.66
2500	2.60		-1.06	-3.66	-8.86	-11.46	-9.10	-11.70	-5.21	-7.81
3150	18.44		17.37	-1.07	11.87	-6.57	10.44	-7.99	11.42	-7.01
4000	28.28		26.91	-1.37	28.09	-0.19	26.43	-1.85	25.51	-2.77
5000	16.68		15.84	-0.84	15.46	-1.22	14.16	-2.52	12.91	-3.77
6300	5.88		4.08	-1.80	5.40	-0.48	4.06	-1.82	2.74	-3.14
RG	33.56		33.58	0.01	35.48	1.92	33.75	0.19	32.71	-0.85

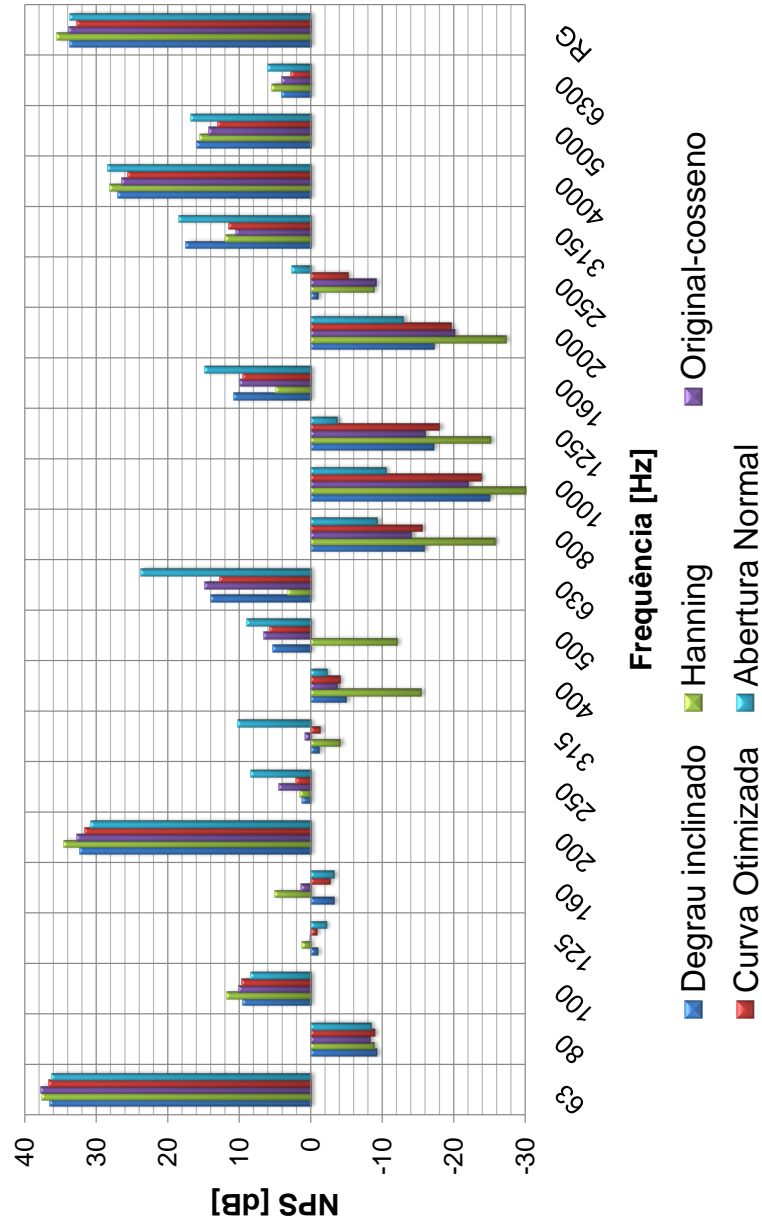


Figura 54: Resultados de NPS fora do compressor.

A Fig. 55 apresenta o resultado obtido para a eficiência  $COP$ . Pode-se observar que a eficiência é praticamente a mesma obtida pela aplicação da curva de referência sobre o movimento da válvula de sucção, conforme mostrado na seção 2.3.2. Considerado o consumo do atuador no cálculo da eficiência  $COP$ , tem-se que:

$$COP^* = \frac{q_{evap}}{q_{comp} + W_{at}} , \quad (6.3)$$

sendo  $COP^*$  e  $W_{at}$  a eficiência  $COP$  considerando consumo do atuador e a potência consumido pelo atuador durante um ciclo, respectivamente.

A partir da utilização da Eq. (6.3), o resultado obtido é mostrado na Fig. 56. Observa-se que os movimentos modificados acarretaram numa redução no valor de  $COP^*$  em relação à abertura normal. Os movimentos Degrau e Curva Otimizada apresentaram maiores reduções devido ao alto valor de potência associado à estas curvas. Os movimentos Original-cosseno e Hanning, por sua vez, apresentaram uma menor redução na eficiência, com valores 6,9 % e 10,59 % menores, respectivamente.

No que diz respeito à eficiência, a energia inserida para geração de uma abertura modificada na válvula de sucção se mostrou maior do que o aumento na eficiência. Assim sendo, a aplicação de um movimento modificado na válvula de sucção não representou ganho na eficiência final do compressor. Desta forma é possível constatar que um movimento modificado da válvula de sucção tem potencial para reduzir a emissão de ruído por meio da redução do NPS em uma considerável faixa (entre 200 Hz e cerca de 4 kHz). Com esta redução, uma redução na emissão sonora em outros componentes é esperada devido à menor energia gerada pela pressão da câmara de sucção nesta faixa.

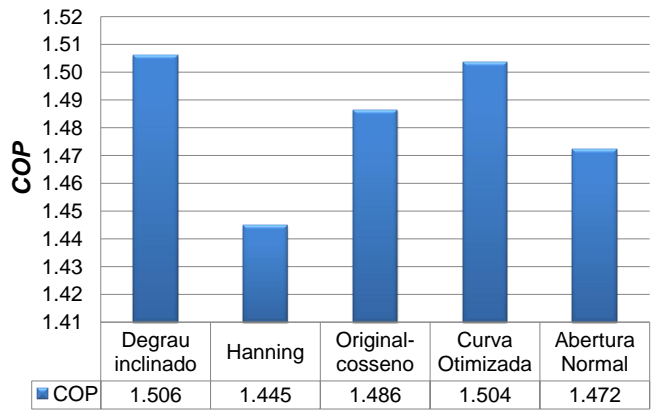


Figura 55: Comparação dos resultados de *COP* obtidos após a simulação.

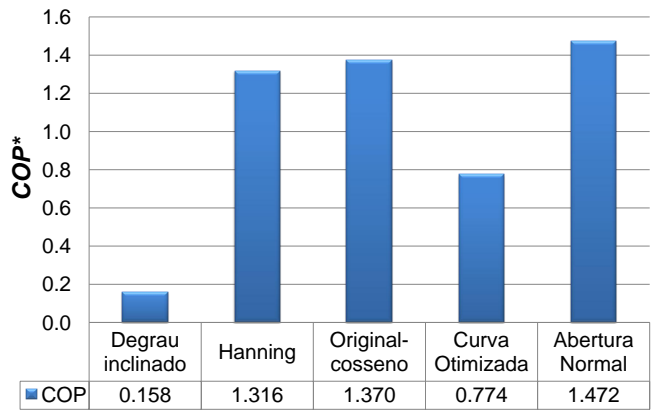


Figura 56: Comparação dos resultados de *COP\** obtidos após a simulação.

## 7 CONCLUSÕES

A intenção deste capítulo é concluir os tópicos abordados ao longo deste trabalho. Primeiramente realiza-se uma breve conclusão de cada capítulo e em seguida é exposta uma conclusão geral do trabalho.

O Capítulo 2 teve o intuito de apresentar uma análise com o fim de verificar a potencialidade de uma válvula de sucção com um movimento de abertura alterado. Para tanto, diferentes aberturas para a válvula de sucção foram implementadas no programa RECIP e o compressor foi simulado considerando este movimento para a válvula. Ainda neste capítulo foi realizada uma análise de otimização cujo objetivo foi encontrar uma abertura para válvula de sucção que diminua a emissão sonora no ponto fora do compressor, diminua o valor RMS da força de atuação e aumente a eficiência *COP*.

Foi observado que o instante de abertura da válvula de sucção possui um considerável impacto sobre os resultados de *COP* e principalmente sobre *RG*. Os melhores resultados foram obtidos quando o instante de abertura da válvula de sucção aconteceu próximo ao momento em que a pressão na câmara de sucção passa a ser superior à pressão dentro do cilindro. Este resultado ressalta a importância da força de colamento nos resultados de eficiência energética bem como emissão sonora do compressor.

Observou-se que a alteração no movimento da válvula de sucção altera significativamente os resultados de pressão da câmara de sucção e pressão externa. Para alguns movimentos, as atenuações obtidas foram da ordem de 10 dB. Conclui-se, portanto, que aplicando uma abertura idônea sobre a válvula de sucção é possível reduzir o NPS na câmara de sucção e, por conseguinte, em um ponto fora do compressor. Os resultados de eficiência *COP* não apresentaram grandes variações em relação ao obtido a partir da abertura normal. Vale ressaltar que neste cálculo ainda não se considera o consumo do atuador, o qual é levado em consideração no Capítulo 5.

A análise de otimização realizada gerou uma curva de abertura para válvula de sucção que apresentou bons resultados em comparação à abertura normal. Contudo, a curva obtida apresentou um comportamento mais complexo em relação às demais, com várias mudanças de declividade ao longo do ciclo.

O Capítulo 3 procurou realizar uma breve revisão da literatura de atuadores e sensores. Trabalhos realizados com problemas semelhantes foram consultados e as principais características de um número

limitado de atuadores e sensores foram listadas. O sensor por Efeito Hall teve maior destaque devido sua praticidade e por ser aplicados em problemas semelhantes ao deste trabalho. O atuador solenóide é introduzido neste capítulo juntamente com as leis do eletromagnetismo que regem os fenômenos físicos envolvidos durante a geração da força.

O Capítulo 4 destinou-se a apresentar os conceitos básicos da teoria de controle moderno utilizados neste trabalho. Conceitos de representação no espaço de estado, propriedades estruturais de um sistema e a abordagem de controle por realimentação de estados são expostos de forma breve.

O Capítulo 5 dedicou-se a modelar o sistema composto pela válvula de sucção e pelo solenóide. Após esta modelagem implementou-se um sistema de controle por realimentação de estados sobre este sistema. Os resultados obtidos para os controladores Alocação de Pólos e LQR foram satisfatórios, produzindo saídas dentro de um tempo de resposta adequado para aplicação no controle da válvula de sucção.

O Capítulo 6 apresenta os resultados da simulação do compressor considerando um sistema de controle do movimento da válvula de sucção. As aberturas escolhidas foram reproduzidas de forma adequada, com um pequeno atraso. Os resultados de pressão na câmara de sucção obtidos foram semelhantes aos obtidos pelos movimentos no Capítulo 2. Notou-se que curvas que possuem altas velocidades de abertura necessitam de muita energia para sua geração, fato observado no movimento Degrau e na Curva Otimizada. Já os movimentos Original-cosseno e Hanning apresentaram um consumo consideravelmente menor em relação aos demais. A adição do valor médio do consumo obtido pelo atuador durante a geração dos movimentos reduziu de forma significativa o valor da eficiência. Dos movimentos analisados o que resultou em um menor consumo foi o Original-cosseno, com um valor de *COP* aproximadamente 7 % menor em relação ao obtido pela abertura normal. Logo, a implementação de uma abertura modificada da válvula de sucção deve buscar principalmente reduzir os níveis de energia da pulsação na câmara de sucção e, conseqüentemente, reduzir o nível de ruído do compressor, naturalmente procurando não comprometer a eficiência.

De forma geral observou-se que a modificação do movimento de abertura da válvula de sucção apresenta potencial na redução da pulsação na câmara de sucção e, conseqüentemente, no ruído gerado pelo compressor. Através das análises numéricas realizadas são obtidas informações tanto sobre o desempenho do compressor e do respectivo ruído bem como informações a respeito do funcionamento do atuador,



como voltagem, corrente elétrica, potência consumida pelo atuador, etc.

## SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Uma vez observado que a modificação da abertura da válvula de sucção tem potencial para reduzir o ruído do compressor, esta seção sugere propostas para trabalhos futuros a fim de aprimorar os resultados obtidos. Tendo em vista que alguns fenômenos presentes no funcionamento do compressor são ignorados neste trabalho, um trabalho que considere estes fenômenos é sugerido. Um fenômeno que pode ser representado com maior fidelidade é o escoamento do fluido através da válvula de sucção. Uma investigação de como este escoamento interage com o movimento da válvula pode fornecer maiores informações para o projeto do sistema de controle.

Outra proposta é a construção de um modelo para a válvula com maior número de graus de liberdade. Desta forma, melhores resultados podem ser obtidos uma vez que o movimento da válvula é representado com maior fidelidade.

Como o programa RECIP é uma simplificação do compressor em volumes de controle equivalentes um trabalho que considere um modelo com maior fidelidade é de grande valia.

Considerando que o compressor opera em diferentes estágios e não apenas em regime permanente, uma análise de robustez pode extrair mais informações do sistema. Ainda uma aplicação de um controle robusto para o controle do movimento da válvula de sucção pode apresentar melhores resultados para os diferentes estágios de funcionamento do compressor.

Sugere-se ainda uma análise da robustez do sistema de controle construído neste trabalho. Esta informação é relevante uma vez que o compressor opera em diferentes estágios durante seu funcionamento tais como: partida, parada, regime permanente. Pode-se sugerir ainda a aplicação de um controle robusto para o controle do movimento da válvula de sucção de modo que melhores resultados para os diferentes estágios de funcionamento do compressor sejam conseguidos.

Ainda pode-se citar a construção de uma bancada de ensaio do compressor com uma válvula controlada. A partir das informações aqui expostas é possível ter noções para construção do atuador, aplicação do sensor e do sistema de controle.



## REFERÊNCIAS

- BARRAULT, G. *Controle Ativo de Vibrações de Baixas e Altas Frequências e Ruído Radiado de Estruturas Complexas*. Tese (Doutorado) — UFSC, 2006.
- BASTOS, E. A. *Otimização de seções retangulares de concreto armado submetidas à flexão-compressão oblíqua utilizando algoritmos genéticos*. Dissertação (Mestrado) — UFRJ, 2004.
- BISHOP, R. H. *Mechatronic systems, sensors and actuators*. [S.l.]: CRC press, 2008.
- CHOPRA, I. Review of state of art of smart structures and integrated systems. *AIAA*, v. 40, p. 2145–2187, 2002.
- COSTAGLIOLA, M. *Dynamics of a Reed Type Valve*. Tese (Doutorado) — MIT, 1949.
- DEFFENBAUGH, D. M. et al. *Advanced Reciprocating Compression Technology (ARCT)*. [S.l.], 2005.
- DORF, R. C. *Sistemas de Controle Modernos*. 11. ed. [S.l.]: Ltc, 2001.
- FULCO Érico. *Simulação Rápida de Compressores (Relatório Internto-Convênio EMBRACO)*. [S.l.], 2009.
- FURTADO, R. M. *Desenvolvimento de um Atuador Magnético para Excitação sem Contato de Sistemas Rotativos*. Tese (Doutorado) — UNICAMP, 2008.
- FURUKAVA, M. *Avaliação do Desempenho de Amortecimento Viscoelástico Aplicado a Estrutura de Veículos de Passeio*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2009.
- GALVÃO TAKASHI YONEYAMA, F. A. R.; MACHADO, R. A simple technique for identifying a linearized model for a didactic magnetic levitation system. *IEEE TRANSACTIONS ON EDUCATION*, v. 46, 2003.
- GAWRONSKI, W. *Advanced Structural Dynamics and Active Control of Structures (Mechanical Engineering Series)*. 1. ed. [S.l.]: Springer, 2004. Hardcover. ISBN 0387406492.

- GOLDBERG, D. E. *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*. [S.l.]: Addison-Wesley, 1989.
- GOMES, A. R. *Análise Comparativa De Mecanismos De Compressão Para Aplicação Em Refrigeração Doméstica*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal De Santa Catarina, 2006.
- GOMES, D. d. S. R.; NETO, J. S. Electromagnetic levitation using matlab copy; real time control toolbox. *Industrial Electronics, 2003. ISIE '03. 2003 IEEE International Symposium on*, v. 2, p. 1144 – 1146 vol. 2, jun. 2003.
- GOMES, R. M. S. R. R. Um experimento para ilustrar o sistema de levitação eletromagnética utilizado em trens maglev. *Semana da Eletrônica UFRJ/2003*, 2003.
- GONÇALVES, A. R. Algoritmos genéticos. 2010.
- HAGOPIAN, J. D.; MAHFOUD, J. Electromagnetic actuator design for the control of light structures. *Smart Structures and Systems*, v. 6, p. 29–38, 2010.
- HALLIDAY ROBERT RESNICK, J. W. D. *Fundamentals of Physics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1996.
- HESPANHA, J. P. Lqg/lqr controller design. In: . California, USA: [s.n.], 2007. (Lecture Notes). Disponível em: <<http://www.ece-ucsb.edu/~roy/classnotes/147c/lqrlqgnotes.pdf>>.
- HOLLERBACH IAN W. HUNTER, J. B. J. M. A comparative analysis of actuator technologies for robotics. In: *The robotics review 2*. [S.l.: s.n.], 1992.
- HONEYWELL. *Solid State Hall sensor Honeywell*. [S.l.].
- HUANG, W. *Shape Memory Alloys and their Application to Actuators for Deployable Structures*. Tese (Doutorado) — University of Cambridge, 1998.
- JR., J. J. de L. *Modelagem de Sensores e Atuadores Piezelétricos com Aplicações em Controle Ativo de Estruturas*. Tese (Doutorado) — UNICAMP, 1999.
- KREMER, R. *Análise Teórica e Experimental da Influência da Atomização de Óleo em Processos de Compressão*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2006.

- LACERDA E. G. M. DE, C. A. d. Introdução aos algoritmos genéticos. In: *Sistemas Inteligentes: Aplicações a Recursos Hídricos e Ciências Ambientais*. [S.l.]: Ed. Universidade/UFRGS, 1999. p. 99–150.
- LENZ, J.; EDELSTEIN, S. Magnetic sensors and their applications. *Sensors Journal, IEEE*, v. 6, n. 3, p. 631–649, 2006. ISSN 1530-437X.
- LENZ, J. E. A review of magnetic sensors. *Proceedings of the IEEE*, v. 78 Issue:6, p. 973–989, 1990.
- LOPES, H. S. *Fundamentos da Computação Evolucionária e Aplicações*. Bandeirantes,Paraná: [s.n.], 2006. 52-106 p.
- LOPES, L. F. *USO DE MATERIAIS POROSOS EM FILTROS ACÚSTICOS*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2006.
- MANSUR, S. S. *Simulação Numérica do Funcionamento de Compressores Herméticos Alternativos Considerando as Pulsação de Gás*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 1986.
- MARINHO, M. V. de A. *Modelagem Dinâmica por Elementos Finitos e Controle de Placas e Vigas usando Sanduíches de Sensor-Atuador Piezelétricos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.
- MATOS, F. F. dos S. *Análise Numérica do Comportamento de Válvulas do tipo Palheta de Compressores Herméticos*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.
- MELEXIS. *Hall Effect Sensor Applications - Section 3*. [S.l.], 2006.
- MICHAUD, V. Can shape memory alloy composites be smart? *Scripta Materialia*, v. 50, p. 249–253, 2004.
- OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderno*. [S.l.]: Pearson / Prentice Hall, 2003. 800 p.
- OTSUKA, X. R. K. Recent developments in the research of shape memory alloys. *Intermetallics*, v. 7, p. 511–528, 1999.
- PACHECO, C. J. *Aplicação de Materiais com Magnetostricção Gigante em sensores de Deslocamento sem Contacto*. Dissertação (Mestrado) — PUC-Rio, 2007.

- PASQUALE, M. Mechanical sensors and actuators. *Sensors and Actuators A*, v. 106, p. 142–148, 2003.
- PENTEADO, P. M. *Desenvolvimento De Uma Bancada De Ensaio De Fadiga Por Impacto Em Válvulas De Compressores De Refrigeração*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2009.
- PEREIRA, C. D. E.; RIBAS, F. Performance analysis of reciprocating compressors through computational fluid dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, v. 222, p. 183–192, 2008.
- PEREIRA, E. L. L. *Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2006.
- QUEIROZ, E. M. de. *Controle Ativo de Vibrações em Máquinas-Ferramentas*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2007.
- RODRIGUES, R. S. *Análise dos esforços dinâmicos transmitidos pelo eixo e pistão ao bloco de compressores herméticos*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2003.
- ROMANO ROBERTO E TANNURI, E. A. Modelagem e validação experimental de um atuador baseado em liga de memória de forma. *Sba: Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automatica*, scielo, v. 19, p. 30 – 42, 03 2008. ISSN 0103-1759.
- ROVARIS, J. B. *Uma Metodologia para a Simulação Numérica de Compressores*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- RU, J. T. *Motivação, fundamentos e aplicações de algoritmos genéticos. II Congresso Brasileiro de Redes Neurais*, 1995.
- SANTOS, R. B. *Controle Ativo de Vibrações em Estruturas Flexíveis Utilizando Desigualdades Matriciais Lineares (LMIs)*. Dissertação (Mestrado) — UNESP, 2008.
- SILVA, A. da. *Minimização do fluxo de potência através do tubo de descarga de compressores herméticos*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2004.
- SINCLAIR, I. R. *Sensors and Transducers*. [S.l.]: Boston U. Science Books, 2001.

- SOEDEL, W. *Sound and vibration of positive displacement compressors*. [S.l.]: CRC Press, 2007.
- SOUTO, L. E. M. *Investigação Experimental Do Escoamento Turbulento Em Válvulas De Compressores*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2002.
- SUN, Y.-x. Y. W. *Optimization Theory and Methods, Nonlinear Programming*. [S.l.: s.n.], 2006.
- TRINTINI, A. M. M. *Controle Ativo De Vibrações Através De Transdutores Piezelétricos*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 2009.
- USSYK, M. S. *Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos*. Dissertação (Mestrado) — UFSC, 1984.